

UNIVERSITÉ DU QUÉBEC EN ABITIBI-TÉMISCAMINGUE

MÉMOIRE PRÉSENTÉ
COMME EXIGENCE PARTIELLE
DE LA MAÎTRISE EN INGÉNIERIE

ÉTUDE DES CONTRAINTES, VIBRATIONS, POUSSÉES AXIALES ET
RADIALES INDUITES PAR DES ÉCOULEMENTS DES LIQUIDES
COMPLEXES DANS UNE POMPE CENTRIFUGE MULTI-ÉTAGE À GRANDE
PRESSION ET PUISSANCE

PAR
MOHAND-AMOKRANE ABDELOUAHAB

Avril 2018



Cégep de l'Abitibi-Témiscamingue
Université du Québec en Abitibi-Témiscamingue

Mise en garde

La bibliothèque du Cégep de l'Abitibi-Témiscamingue et de l'Université du Québec en Abitibi-Témiscamingue a obtenu l'autorisation de l'auteur de ce document afin de diffuser, dans un but non lucratif, une copie de son œuvre dans Depositum, site d'archives numériques, gratuit et accessible à tous.

L'auteur conserve néanmoins ses droits de propriété intellectuelle, dont son droit d'auteur, sur cette œuvre. Il est donc interdit de reproduire ou de publier en totalité ou en partie ce document sans l'autorisation de l'auteur.

Warning

The library of the Cégep de l'Abitibi-Témiscamingue and the Université du Québec en Abitibi-Témiscamingue obtained the permission of the author to use a copy of this document for non-profit purposes in order to put it in the open archives Depositum, which is free and accessible to all.

The author retains ownership of the copyright on this document. Neither the whole document, nor substantial extracts from it, may be printed or otherwise reproduced without the author's permission.

REMERCIEMENTS

La réalisation de ce mémoire a été possible grâce au concours de plusieurs personnes à qui je voudrais témoigner toute ma reconnaissance.

Je voudrais tout d'abord adresser toute ma gratitude à mon directeur de recherche, monsieur Guyh Dituba Ngoma, pour sa patience, sa disponibilité et surtout ses judicieux conseils, qui ont contribué à alimenter ma réflexion et à présenter ce travail.

Je remercie aussi les professeurs de l'École de génie qui m'ont fourni les outils nécessaires à la réussite de mon travail. Je tiens à remercier spécialement monsieur Walid Ghie, monsieur Hatem Mrad et Fouad Erchiqui qui ont eu l'amabilité de répondre à mes questions et de fournir les explications nécessaires.

Je voudrais exprimer ma reconnaissance envers les amis et collègues qui m'ont apporté leur soutien moral et intellectuel tout au long de ma démarche.

Qu'il me soit enfin permis de remercier toute ma famille pour leur amour et leur soutien constant. Je leur dédie ce mémoire.

Merci à toutes et tous.

RÉSUMÉ

Le développement technologique croissant dans le domaine du transport des liquides dans le secteur minier amène les fabricants des pompes à concevoir et à mettre au point constamment des pompes centrifuges multi-étages à grande capacité adaptées selon le besoin. Leur fonctionnement et leur durée de vie adéquate dépendent grandement de la conception et de la fabrication. Dans le cadre de cette recherche, il était question de développer un modèle numérique fiable et précis d'une pompe centrifuge multi-étage à grande capacité. Ceci pour étudier de manière approfondie les contraintes, les déformations, les vibrations mécaniques, les poussées axiales et radiales à l'arbre dues aux écoulements du liquide dans la pompe centrifuge multi-étage à des conditions de fonctionnement variables. Les modèles de l'impulseur, du diffuseur et de l'arbre ont été développés en partant d'un point de conception correspondant à une hauteur manométrique de 75 m, un débit volumétrique de 600 m³/h et une vitesse de rotation de 1800 tr/min. En outre, les équations de continuité et de Navier-Stokes ont été appliquées pour les écoulements du liquide dans la pompe. Les équations des contraintes, des déformations et des vibrations mécaniques ont été établies pour l'arbre, les impulseurs et les diffuseurs. Ces équations ont été résolues à l'aide du logiciel ANSYS. Des simulations numériques ont été réalisées pour analyser les effets des paramètres clés sur les performances de la pompe notamment, la hauteur des aubes à la sortie de l'impulseur, la vitesse de rotation, les aubes de retour du diffuseur, le diffuseur au dernier étage de la pompe centrifuge multi-étage et le nombre d'étages sur la pompe. De plus, l'analyse des contraintes, des déformations, des vibrations mécaniques, des poussées axiales et radiales induites a été faite en s'appuyant sur les résultats obtenus de l'analyse des écoulements du liquide dans l'impulseur et le diffuseur. Les résultats pour la hauteur manométrique, la puissance à l'arbre et le rendement ont été comparés avec les résultats de Nicolas La Roche-Carrier [1] pour analyser l'effet de différents diffuseurs sur les performances de la pompe. Également, de très bonnes tendances ont été observées en comparant les résultats des simulations pour les contraintes, les déformations et les vibrations mécaniques avec les résultats obtenus au moyen de formules classiques sur les contraintes, les déformations et les vibrations mécaniques.

ABSTRACT

The growing technological development in the field of liquid transportation in the mining sector is leading pump manufacturers to design and develop high-capacity multi-stage centrifugal pumps that are adapted to the needs. Their operation and their adequate life expectancy greatly depend on the design and manufacture. As part of this research, there was talk of developing a reliable and accurate numerical model of a high-capacity multi-stage centrifugal pump. This is to study extensively stresses, deformations, mechanical vibrations, axial and radial thrusts to the shaft due to liquid flows in the multi-stage pump at varying operating conditions. The models of the impeller, diffuser and shaft were developed from a design point corresponding to a head of 75 m, a volumetric flow rate of 600 m³/h and a rotational speed of 1800 rpm. In addition, the continuity and Navier-Stokes equations were applied for liquid flows in the pump. The equations of stresses, deformations and mechanical vibrations have been established for the shaft, the impellers and the diffusers. These equations have been solved using the ANSYS software. Numerical simulations were carried out to analyze the effects of the key parameters on the performance of the pump in particular, the height of the blades at the output of the impeller, the speed of rotation, the return vanes of the diffuser, the diffuser on the last stage of the multi-stage centrifugal pump and the number of stages on the pump. Furthermore, the analysis of stresses, deformations, mechanical vibrations, induced axial and radial thrusts was made based on the results obtained from the analysis of the liquid flows in the impeller and the diffuser. The results for head, brake horse power and efficiency were compared with the results of Nicolas La Roche-Carrier [1] to analyze the effect of different diffusers on the performance of the pump. Also, very good trends, were observed by comparing simulation results for stresses, deformations and mechanical vibrations with the results obtained using classical formulas on stresses, deformations and mechanical vibrations.

TABLE DES MATIÈRES

REMERCIEMENTS	I
RÉSUMÉ	II
ABSTRACT	III
TABLE DES MATIÈRES	IV
LISTE DES TABLEAUX.....	X
LISTE DES FIGURES.....	XI
LISTES DES SYMBOLES ET DES ABRÉVIATIONS	XVI
CHAPITRE 1	1
INTRODUCTION	1
1.1 Contexte et problématique.....	2
1.2 Objectifs	3
1.2.1 Objectifs généraux.....	3
1.2.2 Objectifs spécifiques.....	3
1.3 Méthodologie et démarche scientifique.....	4
1.4 Structure du mémoire	7
CHAPITRE 2	8
REVUE DE LITTÉRATURE.....	8
2.1 Analyse numérique des pompes centrifuges multi-étage	8
2.2 Analyse des forces radiales et axiales sur l'impulseur de la pompe centrifuge multi-étage.....	9

2.3 Relation entre les écoulements des liquides instationnaires, et les vibrations dans une pompe centrifuge.....	10
2.4 Simulations numériques des effets dynamiques dues à l'interaction impulseur- diffuseur dans une pompe centrifuge	10
CHAPITRE 3	11
APERÇU SUR LES POMPES CENTRIFUGES MULTI-ÉTAGES	11
3.1 Éléments constitutifs d'une pompe centrifuge multi-étage.....	11
3.2 Fonctionnement	13
CHAPITRE 4	15
ÉQUATIONS DES ÉCOULEMENTS DANS LES POMPES CENTRIFUGES MULTI-ÉTAGES	15
4.1 Hypothèses	15
4.2 Équations de continuité	15
4.3 Équations de Navier-Stokes	16
4.4 Modèle de turbulence	17
CHAPITRE 5	20
ÉQUATIONS DES CONTRAINTES ET DES DÉFORMATIONS.....	20
5.1 Hypothèses	20
5.2 Principes fondamentaux	21
5.2.1 Principe de superposition.....	21
5.2.2 Principe de Saint venant	21
5.3 Méthode de résolution	21
5.4 Équations des contraintes et des déformations.....	22
5.4.1 Équilibre des contraintes en trois dimensions.....	22

5.4.2 Contraintes principales biaxiales	23
5.4.3 Contraintes de cisaillement maximale et minimale	23
5.4.4 Contrainte de von Mises	24
5.4.5 Facteurs influant sur la résistance à la fatigue de l'arbre.....	24
5.4.6 Déformations normales et déformations de cisaillement.....	25
5.5 Propriétés fondamentales des matériaux	25
5.6 Relations entre les contraintes et les déformations.....	26
5.7 Critères de défaillance	27
CHAPITRE 6	29
ÉQUATIONS DES VIBRATIONS MÉCANIQUES DANS LES POMPES	
CENTRIFUGES MULTI-ÉTAGES	29
6.1 Équations des vibrations mécaniques	29
6.2 Modes et fréquences propres	30
6.3 Mouvement harmonique.....	31
6.4 Déplacement vibratoire	32
6.5 Vitesse vibratoire.....	34
CHAPITRE 7	35
RÉSOLUTION DES ÉQUATIONS AU MOYEN DU LOGICIEL ANSYS	35
7.1 Méthode des volumes finis.....	35
7.2 Méthode des éléments finis	37
CHAPITRE 8	39
POUSSÉES AXIALES ET RADIALES DANS LES POMPES CENTRIFUGES	
MULTI-ÉTAGES	39

8.1 Poussée axiale.....	39
8.2 Poussée radiale	42
CHAPITRE 9	44
PARAMÈTRES DE CONCEPTION DES POMPES CENTRIFUGES MULTI-ÉTAGES	44
9.1 Hauteur manométrique	44
9.2 Puissances.....	45
9.3 Rendements	45
9.3.1 Rendement mécanique.....	45
9.3.2 Rendement volumétrique.....	46
Le rendement volumétrique de la pompe centrifuge est donné comme suit :	46
9.3.3 Rendement hydraulique	46
9.4 Courbes caractéristiques.....	46
9.5 Lois des similitudes	47
9.6 Impulseur.....	48
9.6.1 Vitesse spécifique	48
9.6.2 Diamètre du moyeu.....	50
9.6.3 Diamètre à l'entrée de l'impulseur	50
9.6.4 Hauteur des aubes à l'entrée	50
9.6.5 Diamètre extérieur de l'impulseur	50
9.6.6 Hauteur des aubes à la sortie de l'impulseur	51
9.7 Diffuseur et aubes de retour	51
9.7.1 Hauteur des aubes à l'entrée	51

9.7.2 Nombre d'aubes	52
9.7.3 Angles d'attaque	52
9.7.4 Hauteur des aubes à l'entrée du diffuseur.....	53
9.7.5 Diamètre à la sortie du diffuseur.....	53
9.7.6 Hauteur des aubes à la sortie du diffuseur	53
CHAPITRE 10	54
RÉSULTATS ET DISCUSSION.....	54
10.1 Modélisation de la pompe centrifuge multi-étage	57
10.2 Études de cas	59
10.2.1 Effet de la hauteur des aubes à la sortie de l'impulseur.....	59
10.2.2 Effet des aubes de retour du diffuseur	65
10.2.3 Effet du diffuseur au dernier étage de la pompe.....	70
10.2.4 Effet de la vitesse de rotation de l'impulseur	77
10.2.5 Effet du nombre d'étages sur la pompe centrifuge multi-étage	82
10.2.6 Effet des contraintes et des déformations pour une pompe centrifuge à un étage	89
10.2.7 Effet des contraintes et des déformations pour une pompe centrifuge à 4 étages	96
10.2.8 Effet des amplitudes et des fréquences de vibration.....	102
CHAPITRE 11	113
COMPARAISON DES RÉSULTATS	113
11.1 Comparaison des résultats de la hauteur manométrique, de la puissance à l'arbre et du rendement de la pompe centrifuge multi-étage	113
11.2 Validation des résultats des contraintes et des déformations	115

CHAPITRE 12	118
CONCLUSION ET PERSPECTIVES.....	118
RÉFÉRENCES.....	122

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 9.1: Choix de nombre d'aubes de diffuseur	52
Tableau 10.1: Données géométriques et opérationnelles de l'impulseur.....	54
Tableau 10.2: Données géométriques et opérationnelles du diffuseur côté avant	55
Tableau 10.3: Données géométriques et opérationnelles du diffuseur côté arrière	55
Tableau 10.4: Données géométriques et opérationnelles de l'arbre	56
Tableau 10.5: Propriétés de l'acier standard	56
Tableau 10.6: Propriétés de l'eau à 25 °C.....	57

LISTE DES FIGURES

Figure 3.1: Vue générale sur la pompe centrifuge à 4 étages	11
Figure 3.2: Représentation d'un étage de pompe centrifuge.....	13
Figure 5.1: État général des contraintes en un point	22
Figure 5.2: État biaxiales des contraintes de cisaillement	22
Figure 5.3: Courbe contrainte-déformation.....	26
Figure 5.4: État plan du critère de von Mises	28
Figure 6.1: Mouvement harmonique.....	31
Figure 6.2: Fréquentielle d'un signal harmonique de la pompe centrifuge	33
Figure 7.1: Phases de résolution de la méthode des volumes finis	35
Figure 7.2: Étapes de la résolution numérique des équations de continuité et de Navier-Stokes	37
Figure 7.3: Phases de résolution de la méthode des volumes finis	38
Figure 7.4: Étapes de la résolution numérique des équations des contraintes, des déformations et des vibrations mécaniques.....	40
Figure 8.1: Distribution des forces axiales dans l'impulseur.....	40
Figure 8.2: Variation des forces radiales par rapport au débit volumétrique.....	43
Figure 9.1: Courbes de performance de la pompe centrifuge	47
Figure 9.2: Triangles des vitesses à l'entrée et à la sortie de l'impulseur.....	48
Figure 9.3: Variation de la forme de l'impulseur et du rendement de la pompe centrifuge par rapport à la vitesse spécifique	40
Figure 10.1: Modélisation d'une pompe centrifuge à 4 étages dans le domaine fluide	58
Figure 10.2: Modélisation d'une pompe centrifuge à 4 étages dans le domaine solide	58
Figure 10.3: Hauteur manométrique en fonction du débit	59

Figure 10.4: Puissance à l'arbre en fonction du débit.....	60
Figure 10.5: Rendement en fonction du débit.....	61
Figure 10.6: Forces axiales en fonction du débit	62
Figure 10.7: Forces radiales en fonction du débit	63
Figure 10.8: Contours de pressions statiques et vecteurs vitesses pour un débit de 600 m ³ /h.....	65
Figure 10.9: Hauteur manométrique en fonction du débit	66
Figure 10.10: Puissance à l'arbre en fonction du débit.....	67
Figure 10.11: Rendement de la pompe en fonction du débit	67
Figure 10.12: Forces axiales en fonction du débit	68
Figure 10.13: Forces radiales en fonction du débit	69
Figure 10.14: Contours de pressions statiques et vecteurs vitesses pour un débit de 600 m ³ /h.....	70
Figure 10.15: Hauteur manométrique en fonction du débit	71
Figure 10.16: Puissance à l'arbre en fonction du débit.....	71
Figure 10.17: Rendement de la pompe en fonction du débit	72
Figure 10.18: Forces axiales en fonction du débit	73
Figure 10.19: Forces radiales en fonction du débit	74
Figure 10.20: Contours de pressions statiques pour un débit de 600 m ³ /h.....	75
Figure 10.21: Vecteurs vitesses pour un débit de 600 m ³ /h.....	75
Figure 10.22: Contours de pressions statiques pour un débit de 600 m ³ /h.....	76
Figure 10.23: Vecteurs vitesses pour un débit de 600 m ³ /h.....	76
Figure 10.24: Hauteur manométrique en fonction du débit	77
Figure 10.25: Puissance à l'arbre en fonction du débit.....	78
Figure 10.26: Rendement de la pompe en fonction du débit	79
Figure 10.27: Forces axiales en fonction de débit.....	79
Figure 10.28: Forces radiales en fonction du débit	80
Figure 10.29: Contour de pressions statiques et vecteurs vitesses pour un débit de 600 m ³ /h.....	82

Figure 10.30: Hauteur manométrique en fonction du débit	82
Figure 10.31: Puissance à l'arbre en fonction du débit.....	83
Figure 10.32: Rendement de la pompe en fonction du débit	84
Figure 10.33: Forces axiales en fonction du débit	84
Figure 10.34: Forces radiales en fonction du débit	85
Figure 10.35: Contours de pressions statiques pour un débit de $600 \text{ m}^3/\text{h}$	86
Figure 10.36: Vecteurs vitesses pour un débit de $600 \text{ m}^3/\text{h}$	86
Figure 10.37: Contours de pressions statiques pour un débit de $600 \text{ m}^3/\text{h}$	87
Figure 10.38: Vecteurs vitesses pour un débit de $600 \text{ m}^3/\text{h}$	87
Figure 10.39: Contours de pressions statiques pour un débit de $600 \text{ m}^3/\text{h}$	88
Figure 10.40: Vecteurs vitesses pour un débit de $600 \text{ m}^3/\text{h}$	88
Figure 10.41: Arbre muni d'un impulseur	89
Figure 10.42: Contrainte de von Mises, force radiale et hauteur manométrique en fonction du débit.....	90
Figure 10.43: Contrainte de von Mises, force radiale et puissance à l'arbre en fonction du débit	91
Figure 10.44: Contrainte de von Mises, force radiale et rendement en fonction du débit	92
Figure 10.45: Déformation, force radiale et hauteur manométrique en fonction du débit	93
Figure 10.46: Déformation, force radiale et puissance à l'arbre en fonction du débit	93
Figure 10.47: Déformation, force radiale et rendement en fonction du débit.....	94
Figure 10.48: Contours de contraintes pour un débit de $500 \text{ m}^3/\text{h}$	95
Figure 10.49: Contours de déformations pour un débit de $500 \text{ m}^3/\text{h}$	95
Figure 10.50: Contrainte de von Mises, force radiale et hauteur manométrique en fonction du débit.....	96
Figure 10.51: Contrainte de von Mises, force radiale et puissance à l'arbre en fonction du débit	97

Figure 10.52: Contrainte de von Mises, force radiale et rendement en fonction du débit	98
Figure 10.53: Déformation, force radiale et hauteur manométrique en fonction du débit	98
Figure 10.54: Déformation, force radiale et puissance à l'arbre en fonction du débit	99
Figure 10.55: Déformations, forces radiales et rendement en fonction du débit	100
Figure 10.56: Facteur de sécurité et performances de la pompe en fonction du débit	100
Figure 10.57: Contours de contraintes, de déformations et des facteurs de sécurité pour un débit de $500 \text{ m}^3/\text{h}$	102
Figure 10.58: Valeurs des fréquences propres pour chaque mode de vibration	103
Figure 10.59: Déplacement total de l'arbre à 135.05 Hz au mode 1	104
Figure 10.60: Déplacement total de l'arbre à 135.08 Hz au mode 2	104
Figure 10.61: Déplacement total de l'arbre à 147.41 Hz au mode 3	105
Figure 10.62: Déplacement total de l'arbre à 272.19 Hz au mode 4	105
Figure 10.63: Déplacement total de l'arbre à 310.75 Hz au mode 5	106
Figure 10.64: Déplacement total de l'arbre à 310.78 Hz au mode 6	106
Figure 10.65: Amplitude de la contrainte en fonction de la fréquence naturelle.....	108
Figure 10.66: Angle de phase de la contrainte en fonction de la fréquence naturelle	109
Figure 10.67: Amplitude de la déformation en fonction de la fréquence naturelle ..	110
Figure 10.68: Angle de phase de la déformation en fonction de la fréquence naturelle	110
Figure 10.69: Amplitude de déplacement en fonction de la fréquence naturelle.....	111
Figure 10.70: Angle de phase de déplacement en fonction de la fréquence naturelle	112
Figure 11.1: Hauteur manométrique en fonction du débit	114
Figure 11.2: Puissance à l'arbre en fonction du débit.....	114
Figure 11.3: Rendement en fonction du débit	115

Figure 11.4: Contrainte de von Mises en fonction du débit.....	116
Figure 11.5: Facteur de sécurité en fonction du débit.....	116
Figure 11.6: Déformation en fonction du débit.....	117

LISTES DES SYMBOLES ET DES ABRÉVIATIONS

Alphabet latin

<i>Symbole</i>	<i>Grandeur physique</i>	<i>Unité</i>
a	largeur du canal	m
A	aire latérale	m ²
b	hauteur des aubes	m
D	diamètre	m
D _h	diamètre du moyeu	m
D _{sh}	diamètre de l'arbre	m
e	épaisseur des aubes	m
F	force	N
g	accélération gravitationnelle	m/s ²
h _s	perte de charge singulière	m
h _f	perte de charge linéaire	m
H	hauteur manométrique	m
L	longueur	m
m	masse	kg
<i>m</i>	débit massique	kg/s
N	vitesse de rotation	tr/min
N _s	vitesse spécifique	rpm (m ³ /s) ^{1/2} /m ^{3/4}
p	pression	Pa
p _a	pression absolue	Pa
p _v	pression de vapeur	Pa
P _{df}	perte de puissance à l'arbre	W

P_h	puissance hydraulique	W
P_m	perte par frottement dû aux roulements et aux joints	W
P_s	puissance à l'arbre	W
Q	débit	m^3/s
Q_L	débit de fuite	m^3/s
r	rayon	m
Re	nombre de Reynolds	-
S_M	terme source	N/m^3
t	temps	s
U	vitesse d'entraînement	m/s
V	vitesse absolue	m/s
V_m	vitesse méridionale	m/s
V_r	vitesse radiale	m/s
W	vitesse relative	m/s
Z	élévation	m
Z_b	nombre d'aubes de l'impulseur	-
Z_{Le}	nombre d'aubes du diffuseur	-
Z_R	nombre d'aubes de retour du diffuseur	-
FS	facteur de sécurité	-
E	module de Young	Pa
S_y	limite d'écoulement élastique	Pa
F_a	poussée axiale	Pa
F_{rad}	poussée radiale	Pa
t	variable temporelle	s
T	variable périodique	s
f	fréquence naturelle	Hz

C	coefficient d'amortissement	-
K	raideur modale	N/m

Alphabet grec

<i>Symbole</i>	<i>Grandeur physique</i>	<i>Unité</i>
α_b	angle d'attaque, angle de fuite	°
β_b	angle des aubes	°
ε	facteur de contraction	-
η	efficacité globale	-
η_h	efficacité hydraulique	-
η_m	efficacité mécanique	-
η_v	efficacité volumétrique	-
ϑ_b	angle d'inclinaison dans le canal du diffuseur	°
μ	viscosité dynamique	Pa·s
μ_s	facteur de glissement	-
ν	viscosité cinématique	m ² /s
ρ	masse volumique	kg/m ³
σ	contrainte normale	Pa
σ_s	contrainte de cisaillement maximale	Pa
τ	couple	N·m
φ_e	coefficient de l'œil	-
ω	vitesse angulaire	rad/s
ω_s	vitesse spécifique adimensionnelle	-
σ'	contrainte de von Mises	Pa

τ	contrainte de cisaillement	Pa
ε	déformation normale	m/m
γ	déformation de cisaillement	m/m
θ	angle de phase	rad
$\{\phi\}_m$	mode propre	-
ν	coefficient de poisson	-
$\{x\}$	vecteur déplacement	m
$\{\dot{x}\}$	vecteur vitesse	m/s
$\{\ddot{x}\}$	vecteur accélération	m ² /s

Abréviation

NPSH	Net Positive Suction Head
------	---------------------------

Indice

1	entrée de l'impulseur
2	sortie de l'impulseur
3	entrée du diffuseur
4	sortie du diffuseur
5	entrée des aubes de retour
6	sortie des aubes de retour

CHAPITRE 1

INTRODUCTION

La croissance sans cesse du nombre de mines profondes en construction et en exploitation au Canada et dans le monde conduit à l'utilisation croissante et de manière très intense des pompes centrifuges multi-étages à grande pression et puissance (**gpp**) pour le dénoyage, le drainage et le contrôle du niveau d'eau dans des mines. La défaillance d'une pompe dans une mine peut avoir un impact très néfaste sur l'environnement. La sécurité du milieu de travail environnant dépend largement de sa fiabilité, de son bon fonctionnement et de sa durée de vie.

Pour les constructeurs des pompes hydrauliques, la conception, la fabrication et la caractérisation des pompes centrifuges multi-étages à gpp présentent toujours un grand défi dû à des choix difficiles des matériaux des composantes de pompe, des performances des pompes centrifuges multi-étages à atteindre, des poussées axiales et radiales hydrauliques très élevées dans les pompes centrifuges multi-étages, et des énormes contraintes et des vibrations induites par des écoulements de liquide dans ces pompes. Une meilleure fabrication exige une détermination avec précision de tous les paramètres clés des composantes de la pompe centrifuge multi-étage en tenant compte, dans les phases de planification et de conception, des vibrations, des contraintes, des poussées axiales et radiales hydrauliques induites [1, 2].

1.1 Contexte et problématique

Plusieurs travaux de recherche théoriques et expérimentaux ont été réalisés sur les pompes centrifuges multi-étages [3-5]. Dans la plupart des travaux de recherche antérieurs sur les pompes centrifuges multi-étages, un seul étage de pompe a été traité [1, 6]. Les interactions entre les différents étages de la pompe n'ont pas été prises en compte. En outre, les écoulements du liquide complexes formés par les flasques avant et arrière de l'impulseur ont été négligés dans plusieurs travaux de recherche antérieurs [7, 8]. Les vibrations, les contraintes, les poussées axiales et radiales induites par les écoulements du liquide dans la pompe n'ont pas été étudiées de façon simultanée dans plusieurs travaux antérieurs. La non-considération de ces éléments peut avoir des impacts négatifs sur le dimensionnement de l'arbre de la pompe centrifuge multi-étage à gpp et ses paliers qui sont soumis à des charges axiales et radiales [1]. Aussi, peu de travaux de recherche antérieurs ont abordé l'analyse des poussées axiales, des poussées radiales hydrauliques et des performances de la pompe. Compte tenu de cette recherche bibliographique, il s'agit dans le cadre de cette étude de développer un modèle numérique d'une pompe centrifuge multi-étage à gpp pour étudier de manière approfondie les écoulements de liquide complexes dans la pompe centrifuge multi-étage, les contraintes, les vibrations, les poussées axiales et radiales induites. Tout ceci dans le but d'améliorer les performances des pompes centrifuges multi-étages à gpp.

1.2 Objectifs

Deux objectifs sont à distinguer dans cette recherche :

1.2.1 Objectifs généraux

À plus long terme, la recherche proposée vise à :

- Réduire les coûts de conception, de fabrication et d'essais des pompes centrifuges multi-étages.
- Optimiser la conception et la fabrication des pompes centrifuges multi-étages.
- Accroître l'efficacité énergétique des pompes centrifuges multi-étages.
- Augmenter la durée de vie des pompes centrifuges multi-étages.
- Améliorer les matériaux des composantes des pompes centrifuges multi-étages.
- Réduire le niveau acoustique et les vibrations dans des pompes centrifuges multi-étages.

1.2.2 Objectifs spécifiques

- Développer de nouveaux modèles numériques d'écoulement du liquide dans une pompe centrifuge multi-étage en évaluant leur performance par la méthode des volumes finis à l'aide du code ANSYS CFX.
- Mettre au point une approche numérique généralisée pour étudier les contraintes, les déformations, les vibrations et les poussées axiales et radiales générées par les écoulements du liquide dans une pompe centrifuge multi-étage à gpp à l'aide de la

méthode des éléments finis en utilisant les codes Ansys-Structural statique, Ansys-Modale et Ansys-Réponse harmonique.

- Faire des simulations à l'aide des modèles numériques développés.
- Valider les modèles numériques obtenus.

1.3 Méthodologie et démarche scientifique

Pour atteindre les objectifs spécifiques énoncés précédemment, les moyens à mettre en œuvre sont basés sur des approches mathématiques et numériques. Les objectifs spécifiques sont centrés sur les deux activités suivantes :

Activité 1 - Mettre au point un modèle numérique d'une pompe centrifuge multi-étage à gpp :

Dans cette activité, un modèle numérique d'une pompe centrifuge multi-étage à gpp est développé en se basant sur les données de référence [1]. Ce modèle numérique de pompe est constitué d'un corps d'aspiration, d'un corps de refoulement, de quatre étages, des impulseurs, des diffuseurs, d'un arbre, des paliers et d'un corps de pompe. Les dimensions des composantes de la pompe sont considérées comme des variables. Les équations de continuité et de Navier-Stokes ont été appliquées pour obtenir un modèle mathématique. La prise en compte de l'interface impulseur–diffuseur est faite en utilisant la condition de « frozen rotor ». Le modèle $k-\varepsilon$, qui offre une meilleure convergence est utilisé pour modéliser la turbulence des écoulements de liquide. Pour s'assurer de l'exactitude du modèle mathématique global développé, des vérifications systématiques des équations et des conditions aux frontières utilisées sont effectuées. Le système d'équations différentielles partielles résultant de la modélisation mathématique est résolu en utilisant la méthode des volumes finis au moyen du logiciel ANSYS-CFX pour obtenir un modèle numérique. Ce dernier permet de déterminer les

distributions de vitesse et de pression dans la pompe. Concernant les contraintes et les vibrations mécaniques induites par les écoulements de liquide, les équations des contraintes et des déformations ainsi que les équations des vibrations mécaniques sont appliquées. Un accent particulier est mis sur l'arbre, les impulseurs, les diffuseurs et le corps de la pompe. Ces équations sont résolues numériquement par la méthode des éléments finis en utilisant les modules « Static-Structural », «Modal » et «Harmonic Response » du logiciel ANSYS pour obtenir les distributions des contraintes, des déformations, des amplitudes des vibrations et les modes vibratoires mécaniques. Pour chaque cas examiné, les vérifications sont faites pour trouver une taille de maillage minimale à partir de laquelle la solution devient indépendante du maillage. Le module d'élasticité, le coefficient de poisson et la densité des matériaux des composantes de pompe sont considérés dans cette modélisation. Pour déterminer les poussées axiales, les poussées radiales et les vibrations mécaniques exerçant sur toute la pompe centrifuge multi-étage, la contribution de chaque étage dans la détermination des poussées axiales et radiales et des vibrations mécaniques hydrauliques induites est considérée.

Il est à souligner que la connaissance précise des distributions des contraintes, des déformations, des modes vibratoires, des poussées axiales et radiales permettent de mieux concevoir et dimensionner des pompes centrifuges multi-étages à gpp. Les conditions de conception à charge pleine et à charge partielle sont énumérées dans les simulations numériques.

La validation du modèle développé est effectuée en comparant les résultats pour la hauteur manométrique, la puissance à l'arbre et le rendement avec les résultats de Nicolas La Roche-Carrier [1] pour analyser l'effet de différents diffuseurs sur les performances de la pompe.

Activité 2- Développer une approche numérique généralisée pour l'amélioration des performances des pompes centrifuges multi-étages à gpp en tenant compte des contraintes, des vibrations et des poussées axiales et radiales induites :

Étant donné que dans la démarche de conception d'une pompe centrifuge multi-étage à gpp, un très grand nombre de paramètres géométriques est à définir. Une étude comparative et paramétrique détaillée est effectuée en partant du modèle numérique développé dans l'activité 1 et en considérant les paramètres clés, notamment: la hauteur des aubes à la sortie de l'impulseur, la vitesse de rotation de l'impulseur, l'étage de pompe centrifuge sans aube de retour du diffuseur, le diffuseur au dernier étage et le nombre d'étages de la pompe centrifuge multi-étage à gpp. Ceci permet d'identifier et d'analyser au moyen des simulations numériques, les éléments influençant les performances, les contraintes, les vibrations, les poussées axiales et radiales induites d'une pompe centrifuge multi-étage à gpp. Une tendance générale est dégagée pour déterminer une corrélation entre l'amélioration des performances et l'atténuation des contraintes, des vibrations, ainsi que des poussées axiales et radiales induites. La validation des résultats a été effectuée en comparant les résultats des simulations pour les contraintes, les déformations et les vibrations mécaniques avec les résultats obtenus au moyen de formules classiques sur les contraintes, les déformations et les vibrations mécaniques.

1.4 Structure du mémoire

Le mémoire contient les sections suivantes :

- L'aperçu sur la pompe centrifuge multi-étage et ses composantes.
- L'établissement des équations des écoulements des liquides, des équations des contraintes, des déformations et des vibrations mécaniques pour une pompe centrifuge multi-étage.
- La conception détaillée des composantes qui forment un étage de pompe centrifuge multi-étage (impulseur, diffuseur et l'arbre).
- La résolution numérique des équations d'écoulement des liquides, des équations des contraintes, des déformations et des vibrations mécaniques.
- La présentation et l'analyse des résultats.
- La comparaison des résultats avec le modèle de référence [1] pour la hauteur manométrique, la puissance à l'arbre et le rendement de la pompe. Également, les résultats des simulations accomplies obtenus pour les contraintes, les déformations et les vibrations mécaniques sont comparés avec les résultats obtenus au moyen d'équations classiques sur les contraintes, les déformations et les vibrations mécaniques.

CHAPITRE 2

REVUE DE LITTÉRATURE

Les principaux sujets de recherche sont cités dans ce chapitre. L'analyse des écoulements des liquides, des contraintes, des déformations et des vibrations dans la pompe centrifuge multi-étage est proposée dans cette revue de littérature.

2.1 Analyse numérique des pompes centrifuges multi-étage

Les pompes centrifuges multi-étages sont largement utilisées dans les entreprises industrielles et minières. Les paramètres de conception, tels que le nombre d'étages, les aubes de l'impulseur, les aubes du diffuseur et les aubes de retour du diffuseur, le diamètre de l'impulseur et du diffuseur, la vitesse de rotation de l'impulseur et la géométrie doivent être déterminées avec précision [2]. De nombreuses études expérimentales et numériques ont été menées sur l'écoulement du liquide pour une pompe centrifuge multi-étage. Des simulations numériques en utilisant le code CFD à trois écoulements turbulents dimensionnels pour un étage d'une pompe centrifuge à plusieurs étages, y compris l'écoulement du liquide dans l'impulseur rotatif et un diffuseur stationnaire. Les résultats des simulations indiquent que les écoulements inverses existaient près à la sortie de l'impulseur, donnant ainsi un champ d'écoulement asymétrique et instable. L'interférence à la sortie de l'impulseur est causée par l'interaction entre les aubes de l'Impulseur et les aubes de retour du diffuseur [9]. Additionnellement, les impacts du profil des aubes de retour du diffuseur ont été étudiés expérimentalement sur les performances de la pompe centrifuge multi-étage afin d'optimiser les composantes stationnaires de la pompe centrifuge multi-étage [10].

2.2 Analyse des forces radiales et axiales sur l'impulseur de la pompe centrifuge multi-étage

Les forces axiales et radiales ont été examinées dans plusieurs études [11-13]. Les auteurs ont indiqués qu'il y a un débit particulier où les forces sur l'impulseur sont minimales pour une volute donnée. Ces travaux de recherche ont également montré que les composantes de la matrice d'amortissement et de rigidité sont telles, qu'un mouvement tourbillonnaire lors de la rotation de l'impulseur au point de fonctionnement. Cette conclusion relève que l'ensemble composé de arbre et l'impulseur peuvent tourner à des fréquences naturelles déterminées. Si l'impulseur peut tourner à une vitesse hors de point de fonctionnement, l'arbre est soumis à des contraintes de flexion alternées pouvant entraîner une fatigue du matériau [14]. Fondamentalement, il y a deux sources qui contribuent aux forces hydrodynamiques radiales sur l'impulseur de la pompe. Une partie est due à une distribution de pression asymétrique autour de l'impulseur et l'autre partie est causée par les écoulements de quantité de mouvement asymétrique à la décharge de la pompe centrifuge. Pendant le fonctionnement des pompes centrifuges, l'énergie cinétique du liquide qui s'écoule est convertie en énergie de pression. Ce liquide circulant continuellement sur toute la circonférence de l'impulseur se coince à l'intérieur, entre l'impulseur et le diffuseur. Ce liquide exerce une pression sur les passages à la sortie de l'impulseur, entraînant la génération de deux forces. Une dans le sens latéral et l'autre dans la direction longitudinale par rapport à l'axe de l'arbre. La force générée dans la direction latérale est due à la génération de pression dissemblable dans le diffuseur, est appelée poussée radiale, tandis qu'une autre générée dans la direction longitudinale est, appelée poussée axiale.

2.3 Relation entre les écoulements des liquides instationnaires, et les vibrations dans une pompe centrifuge

Il existe de nombreuses sources possibles de chargement instable, de vibrations et de bruit dans une pompe. Comme l'indique les travaux [13-15], l'ensemble des écoulements du liquide à l'intérieur du diffuseur et à la sortie de l'impulseur dépend de l'emplacement des aubes de retour du diffuseur au refoulement. Les effets des aubes sont particulièrement évidents près de l'arbre, où l'écoulement est dominé par le phénomène observé dans des études antérieures [15-17]. Les phénomènes instationnaires sont également associés aux interactions entre les aubes et la décharge. Les phénomènes périodiques d'écoulement instationnaire s'accompagnent également de turbulences [18]. Les bilans de moment angulaire présentent les couples provoqués par les contraintes tangentielles et circonférentielles qui peuvent atteindre respectivement 2% et 5% de la variation globale du moment cinétique.

2.4 Simulations numériques des effets dynamiques dues à l'interaction impulseur-diffuseur dans une pompe centrifuge

L'écoulement des liquides dans les pompes centrifuges produit un phénomène tridimensionnel complexe impliquant la turbulence, les écoulements secondaires et l'instabilité [19]. De plus, les vibrations sont induites aussi par la géométrie complexe et asymétrique en raison de la forme du diffuseur. Le mouvement relatif entre l'impulseur et le diffuseur génère une interaction instable qui affecte non seulement la structure globale de la pompe, mais aussi les fluctuations de pression. Ces fluctuations interagissent avec le diffuseur en direction de l'écoulement qui engendre des effets dynamiques, principalement des forces instables sur les parties mécaniques qui sont l'une des plus importantes sources de vibrations et de bruit hydraulique [20]. Des approches expérimentales et numériques ont été rapportées et ont contribué à la compréhension des interactions d'écoulement des liquides complexes qui se produisent dans une pompe centrifuge.

CHAPITRE 3

APERÇU SUR LES POMPES CENTRIFUGES MULTI-ÉTAGES

La pompe centrifuge multi-étage est une machine tournante qui grâce à des impulseurs mobiles et des diffuseurs fixes montés sur un arbre, augmente la pression d'un liquide.

3.1 Éléments constitutifs d'une pompe centrifuge multi-étage

La figure 3.1 présente les différents éléments constitutifs d'une pompe centrifuge à 4 étages.

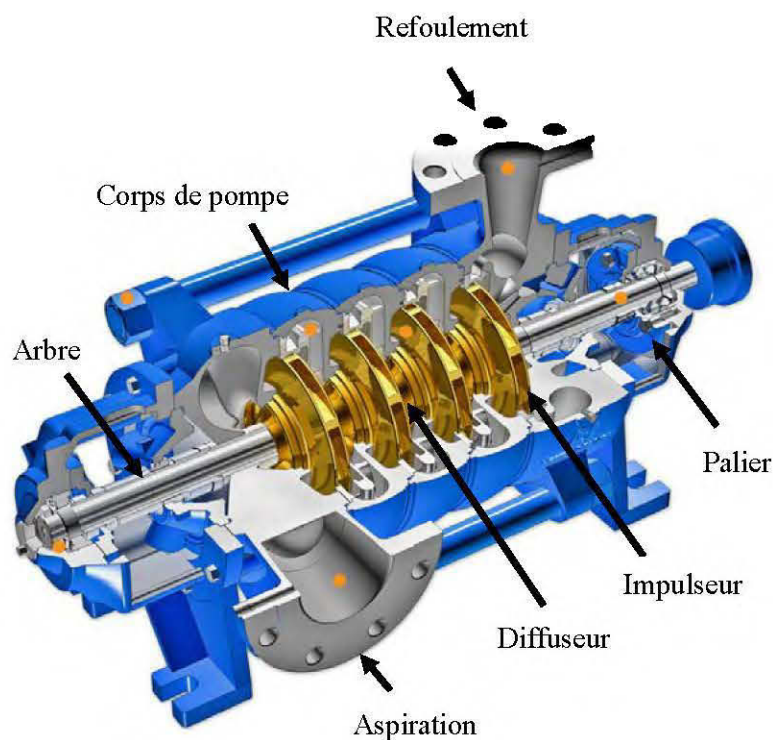


Figure 3.1: Vue générale sur la pompe centrifuge à 4 étages [21]

Cette pompe est composée d'éléments fixes et d'éléments rotation.

Les éléments fixes sont :

- Le corps de pompe sur lequel se trouvent les tubulures et les brides d'aspiration et de refoulement, la volute et les pieds de fixation sur les châssis;
- Le corps de garniture fermant l'arrière du corps de pompe.

L'ensemble mobile se compose d'un arbre sur lequel sont montés :

- 4 impulseurs;
- Un accouplement permettant la liaison avec la machine d'entraînement d'élément liant le rotor et les pièces fixes soumises à des frottements;
- Les roulements;
- La garniture d'étanchéité.

Parmi ces différentes pièces, l'impulseur et le diffuseur sont celles qui sont directement impliquées dans la fonction de pompage de la machine. Au travers de ces composantes se produisent les variations de vitesse et de la pression du liquide.

Le premier étage de la pompe centrifuge multi-étage est composé essentiellement d'un impulseur, d'un diffuseur et des aubes de retour du diffuseur présentés à la figure 3.2.

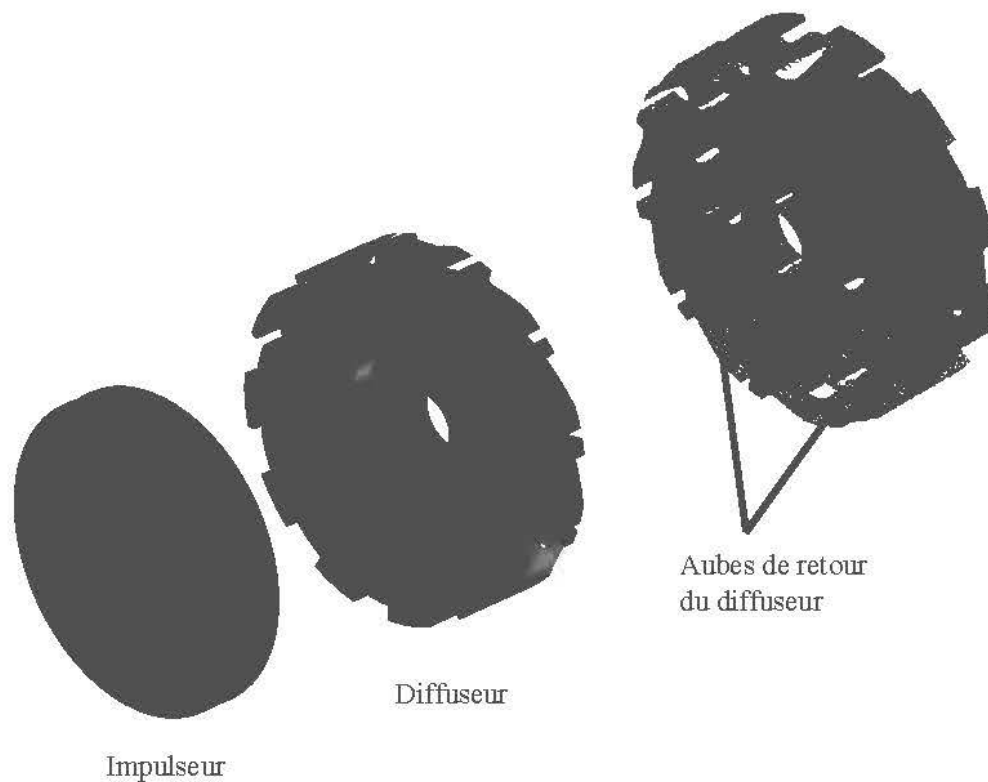


Figure 3.2: Représentation d'un étage de pompe centrifuge

3.2 Fonctionnement

Le principe de base d'une pompe centrifuge multi-étage provient de la mise en rotation du fluide en le faisant circuler dans un impulseur à une vitesse élevée. Au départ, le fluide est admis dans le conduit d'aspiration où l'aspiration est axiale. Lors de la mise en rotation du fluide vers la périphérie de l'impulseur, la vitesse et l'énergie cinétique du liquide accroissent. La pression dynamique qui en résulte augmente donc également. À la périphérie de l'impulseur, le fluide est ralenti et distribué plus uniformément à

l'aide d'un diffuseur. Par ce ralentissement, le fluide subit une décélération et une partie de sa pression dynamique acquise en pression statique. Ensuite, le liquide est conduit vers le canal pour une autre aspiration. Le nombre de phases d'aspiration dépend de la quantité d'étages qui forment la pompe. À la sortie du dernier diffuseur, le liquide est acheminé vers le conduit de la décharge. Le gain de pression statique fourni par la pompe centrifuge est exprimé par sa hauteur manométrique [6].

CHAPITRE 4

ÉQUATIONS DES ÉCOULEMENTS DANS LES POMPES CENTRIFUGES MULTI-ÉTAGES

Ce chapitre traite des différentes équations des écoulements des fluides dans les pompes centrifuges multi-étages à grande capacité, incluant les hypothèses et le modèle de turbulence.

4.1 Hypothèses

Des hypothèses sont prises en compte pour l'établissement des équations de continuité et de Navier-Stokes :

- L'écoulement du liquide est considéré comme stationnaire; les composantes sont indépendantes du temps $\frac{\partial}{\partial t}$.
- Le fluide considéré est newtonien; la viscosité est indépendante du taux de cisaillement.
- Le fluide est incompressible.
- L'équation de conservation d'énergie n'est pas considérée dans cette étude.

4.2 Équations de continuité

Les équations de continuité peuvent s'exprimer comme suit :

$$\nabla(\rho \vec{U}) = 0 \quad (4.1)$$

où

\vec{U} est le vecteur des vitesses;

ρ est la masse volumique.

En tenant compte du système des coordonnées x,y,z , l'équation 4.1 peut se reformuler sous la forme de:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (4.2)$$

4.3 Équations de Navier-Stokes

L'équation de Navier-Stokes est exprimée par l'équation [3-5, 7, 8, 22, 23] :

$$\nabla \cdot (\rho U \otimes U) = \nabla \cdot (-\rho + \mu_f (\nabla U + (\nabla U)^T)) + S_M \quad (4.3)$$

où

μ_f est la viscosité effective;

S_M est le terme source.

Le terme source s'écrit :

$$S_M = -\rho(2\omega \times U + \omega \times (\omega \times r)) \quad (4.4)$$

où

r est le vecteur de localisation;

$2\omega \times U$ est l'accélération centripète;

$\omega \times (\omega \times r)$ est l'accélération de Coriolis.

Dans un espace x,y,z, l'équation 4.3 devient :

$$\rho \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu_{eff} \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) + S_{Mx} \quad (4.5)$$

$$\rho \left(u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \mu_{eff} \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) + S_{My} \quad (4.6)$$

$$\rho \left(u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \mu_{eff} \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) + S_{Mz} \quad (4.7)$$

où z est considéré comme l'axe de rotation, les composantes de S_M s'écrivent de la manière suivante :

$$S_{Mx} = \rho(\omega_z^2 r_x + 2\omega_z v) \quad (4.8)$$

$$S_{My} = \rho(\omega_z^2 r_y + 2\omega_z u) \quad (4.9)$$

$$S_{Mz} = 0 \quad (4.10)$$

4.4 Modèle de turbulence

Le modèle $k - \varepsilon$ [3, 24] est utilisé pour la modélisation des turbulences dans les liquides dus à une meilleure convergence. Cette méthode consiste à modéliser les tenseurs de Reynolds représentant les flux turbulents par l'incorporation de la viscosité dans les équations de Navier et Stokes; ce modèle est exprimé par [1] :

$$\mu_{eff} = \mu + \mu_t \quad (4.11)$$

où

μ_t est la viscosité turbulente;

μ est la viscosité moléculaire.

La vitesse de turbulence V_t est la racine carrée de l'énergie cinétique K :

$$V_t = \sqrt{K} \quad (4.12)$$

où

K est l'énergie cinétique.

Dans les équations du modèle standard $k - \varepsilon$, lorsque l'échelle de longueur de turbulence l_t est considérée comme une variation de longueur de dissipation et que le taux de dissipation de turbulence ε est isotrope, alors cette dernière se définit comme suit:

$$\varepsilon = \frac{k^{3/2}}{l_t} \quad (4.13)$$

Donc l'équation (4.11) devient :

$$u_t = \rho C_u \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (4.14)$$

où

C_u est la constante qui est égale à 0.09

L'équation de transport d'énergie cinétique se formule par l'expression suivante :

$$\nabla \cdot (\rho U k) - \nabla (\Gamma_k \nabla k) = p_k - \rho \varepsilon \quad (4.15)$$

La variation de dissipation de turbulence s'exprime par :

$$\nabla \cdot (\rho U \varepsilon) - \nabla (\Gamma_\varepsilon \nabla \varepsilon) = \frac{\varepsilon}{k} (C_{\varepsilon 1 P k} - C_{\varepsilon 2 \rho k}) \quad (4.16)$$

Les coefficients de diffusion sont donnés par :

$$\Gamma_k = u + \frac{u_t}{\sigma_k} \quad (4.17)$$

$$\Gamma_\varepsilon = u + \frac{u_t}{\sigma_\varepsilon} \quad (4.18)$$

où

$$C_{\varepsilon 1}=1,44 \quad C_{\varepsilon 2}=1,92 \quad \sigma_k=1 \quad \sigma_\varepsilon=1,3$$

CHAPITRE 5

ÉQUATIONS DES CONTRAINTES ET DES DÉFORMATIONS

Les équations utilisées pour le calcul des contraintes et des déformations des pompes centrifuges multi-étage découlent des lois de résistance des matériaux et de la loi générale du mouvement. Les hypothèses ont été émises pour mieux approcher les problèmes posés en conditions réelles et pour simplifier la résolution des différentes équations.

5.1 Hypothèses

Pour la résolution des équations qui régissent les sollicitations mécaniques, les hypothèses ci-dessous sont prises en compte :

- Le matériau est considéré continu, n'a ni fissures, ni cavités. Cette hypothèse de continuité permet d'isoler une partie infinitésimale du matériau et d'exprimer son comportement selon un système de coordonnées à l'aide de fonctions mathématiques continues.
- Le matériau est homogène et présente les mêmes propriétés en tous points.
- Le matériau isotrope a dans un point donné les mêmes propriétés dans toutes les directions.
- Aucune force interne n'agit dans le matériau avant l'application des charges externes.

5.2 Principes fondamentaux

Différentes approches existent pour la résolution des équations mécaniques de solide. Deux sont présentées brièvement dans ce paragraphe [25, 26].

5.2.1 Principe de superposition

L'effet particulier de la déformation d'une membrure sous l'action d'une combinaison de chargements est la somme des effets causés par chacun de ces chargements individuels. Ce principe est valable dans le domaine élastique.

5.2.2 Principe de Saint venant

Ce principe stipule qu'en un point suffisamment loin de la surface où la charge est placée, l'effet de la charge est quasi indépendant de la manière selon laquelle la charge est appliquée. De plus, si une distribution de forces sur une surface est remplacée par une autre distribution statiquement équivalente agissant sur la même portion de la surface. Les effets de ces deux répartitions de forces aux points suffisamment éloignés de la région où les forces sont appliquées sont essentiellement les mêmes [28].

5.3 Méthode de résolution

La méthode de résolution du problème structural de la pompe centrifuge multi-étage comporte trois étapes principales :

- L'étude des forces et des conditions d'équilibre.
- L'étude des déplacements et de la comptabilité géométrique.
- L'application des relations des forces et des déplacements.

En général, un modèle idéalisé de la structure est utilisé où une composante est isolée de l'ensemble du système comme indiqué à la figure 5.1 :

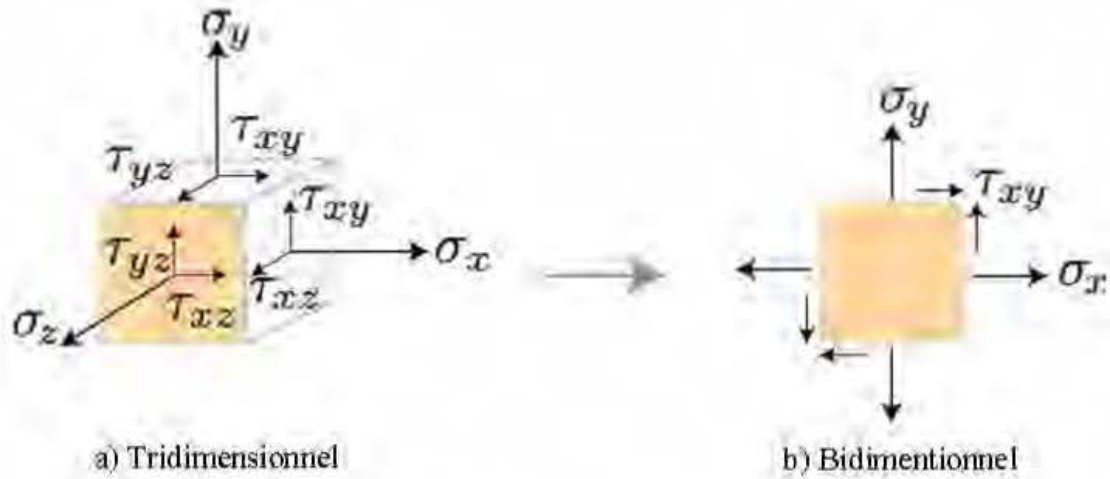


Figure 5.1: État général des contraintes en un point

5.4 Équations des contraintes et des déformations

La résolution d'un problème d'élasticité consiste à évaluer les trois dimensions des 15 fonctions fondamentales suivantes [25, 26] :

- Les 6 contraintes : $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z, \tau_{xy}, \tau_{yz}, \tau_{zx}$
- Les 6 déformations : $\varepsilon_x, \varepsilon_y, \varepsilon_z, \gamma_{xy}, \gamma_{yz}, \gamma_{zx}$
- Les 3 déplacements : u, v, w

où u est selon l'axe des x , v est selon l'axe y et w est selon l'axe z .

5.4.1 Équilibre des contraintes en trois dimensions

Les équations d'équilibre peuvent s'exprimer comme suit :

$$\frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} + F_x = 0 \quad (5.1)$$

$$\frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_y}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} + F_y = 0 \quad (5.2)$$

$$\frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_z}{\partial z} + F_z = 0 \quad (5.3)$$

où

F_x , F_y et F_z représentant les forces par unité de volume.

5.4.2 Contraintes principales biaxiales

Les contraintes principales biaxiales sont désignées par σ_1 et σ_2 et s'expriment comme suit :

$$\begin{aligned}\sigma_1 &= \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \\ \sigma_2 &= \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} - \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}\end{aligned}\quad (5.4)$$

où

σ_x et σ_y sont les contraintes normales locales telles que représentées à la figure 5.1 et τ_{xy} est la contrainte de cisaillement.

5.4.3 Contraintes de cisaillement maximale et minimale

Les expressions représentant les contraintes de cisaillement sont données pour :

$$|\tau_{\max}| = \tau_{\max} = \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} = \pm \frac{1}{2}(\sigma_1 - \sigma_2) \quad (5.5)$$

$$\begin{aligned}\sigma_{x'} &= \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} = \frac{\sigma_1 + \sigma_2}{2} \\ \sigma_{y'} &= \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} = \frac{\sigma_1 + \sigma_2}{2}\end{aligned}\quad (5.6)$$

La figure 5.2 présente les contraintes de cisaillement minimale et maximale dans un état de point.

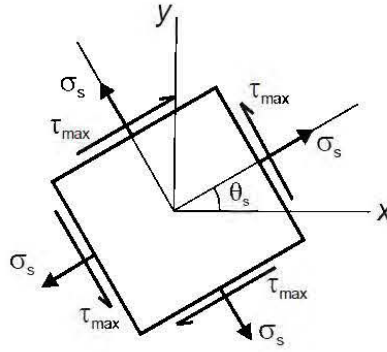


Figure 5.2: État biaxiales des contraintes de cisaillement

5.4.4 Contrainte de von Mises

La contrainte de von Mises peut s'exprimer par :

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_x^2 + 3\tau_{xy}^2} \quad (5.7)$$

5.4.5 Facteurs influant sur la résistance à la fatigue de l'arbre

La résistance à la flexion rotative est affectée par plusieurs facteurs dont il faut tenir compte lors de la conception de l'arbre de la pompe centrifuge multi-étage à grande capacité. L'expression de la limite d'endurance corrigée est donnée par [25] :

$$S_e = k_c \times k_s \times k_v \times k_i \times k_r \times k_t \times k_g \times S'_e \quad (5.8)$$

où

k_c est le mode de chargement;

k_s est un coefficient de finis de surface;

k_v est la grosseur de la pièce;

k_i est la sévérité de l'application de la charge

k_r est la fiabilité;

k_t est la température;

k_g est le facteur des autres effets.

5.4.6 Déformations normales et déformations de cisaillement

Les expressions des déformations normales et des déformations de cisaillement dans un état tridimensionnel sont formulées comme suit [25] :

$$\begin{aligned}\varepsilon_x &= \frac{\partial u}{\partial x} \\ \varepsilon_y &= \frac{\partial v}{\partial y} \\ \varepsilon_z &= \frac{\partial w}{\partial z} \\ \gamma_{xy} &= \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \\ \gamma_{yz} &= \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \\ \gamma_{zx} &= \frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z}\end{aligned}\tag{5.9}$$

où

ε est la déformation normale et γ est la déformation de cisaillement

5.5 Propriétés fondamentales des matériaux

La courbe contrainte-déformation permet de mettre en évidence les propriétés fondamentales qui caractérisent les matériaux listées comme suit :

- Module d'élasticité E ou module de Young; la valeur du module d'élasticité en unités de contrainte est donnée par :

$$E = \frac{\sigma}{\varepsilon}\tag{5.10}$$

- Limite d'écoulement S_y : la limite d'écoulement est déterminée à partir d'une valeur donnée de la déformation sur l'axe des déformations. Les chargements sont valables lorsque :

$$\sigma_x = \frac{E}{(1+\nu)(1-2\nu)} \left[(1-\nu)\varepsilon_x + \nu(\varepsilon_y + \varepsilon_z) \right] \quad (5.13)$$

$$\sigma_y = \frac{E}{(1+\nu)(1-2\nu)} \left[(1-\nu)\varepsilon_y + \nu(\varepsilon_z + \varepsilon_x) \right] \quad (5.14)$$

$$\sigma_z = \frac{E}{(1+\nu)(1-2\nu)} \left[(1-\nu)\varepsilon_z + \nu(\varepsilon_x + \varepsilon_y) \right] \quad (5.15)$$

$$\tau_{xy} = G\gamma_{xy} \quad (5.16)$$

$$\tau_{yz} = G\gamma_{yz} \quad (5.17)$$

$$\tau_{zx} = G\gamma_{zx} \quad (5.18)$$

Inversement, les contraintes sont décrites comme suit :

$$\varepsilon_x = \frac{1}{E} \left[\sigma_x - \nu(\sigma_y + \sigma_z) \right] \quad (5.19)$$

$$\varepsilon_y = \frac{1}{E} \left[\sigma_y - \nu(\sigma_z + \sigma_x) \right] \quad (5.20)$$

$$\varepsilon_z = \frac{1}{E} \left[\sigma_z - \nu(\sigma_x + \sigma_y) \right] \quad (5.21)$$

$$\gamma_{xy} = \frac{\tau_{xy}}{G} \quad (5.22)$$

$$\gamma_{yz} = \frac{\tau_{yz}}{G} \quad (5.23)$$

$$\gamma_{zx} = \frac{\tau_{zx}}{G} \quad (5.24)$$

5.7 Critères de défaillance

Les sollicitations mécaniques agissant sur un corps en mouvement pourraient conduire à la défaillance de ce dernier. Des critères ont été établis pour prévoir le mode de défaillance pouvant affecter un corps sollicité, dont le critère d'énergie de détorsion

maximale selon le critère de von Mises, utilisé dans cette étude. Ce critère est basé sur des considérations énergétiques, stipulant que l'écoulement se produit lorsque l'énergie de distorsion atteint une valeur critique qui s'exprime comme suit :

$$\sigma' = \frac{1}{2} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2] \quad (5.25)$$

où

σ' est la contrainte de von Mises

Ainsi le facteur de sécurité s'écrit :

$$F_s = \frac{S'_y}{\sigma'} \quad (5.26)$$

où

S'_y est la limite élastique du matériau

La figure 5.4 présente l'état plan du critère de défaillance de von Mises

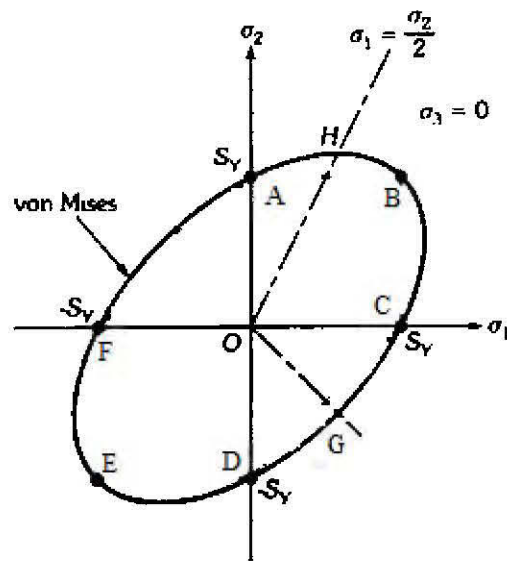


Figure 5.4: État plan du critère de von Mises

CHAPITRE 6

ÉQUATIONS DES VIBRATIONS MÉCANIQUES DANS LES POMPES CENTRIFUGES MULTI-ÉTAGES

Ce chapitre traite des vibrations mécaniques dans les pompes centrifuges multi-étages. Les forces axiales, les forces radiales et les déplacements de l'arbre peuvent entraîner une défaillance d'un ou de plusieurs des composantes de la pompe centrifuge multi-étage. Ces composantes peuvent inclure l'impulseur, le diffuseur, l'arbre, les paliers, les roulements et les bagues d'usure [27].

6.1 Équations des vibrations mécaniques

L'analyse modale est effectuée pour l'identification des risques de vibrations [28]. Les éléments finis sont utilisés pour prédire les contraintes stationnaires et les fréquences naturelles de vibrations. L'analyse modale est le processus de détermination des fréquences naturelles et des formes de mode [29]. L'équation qui permet cette analyse est l'équation dynamique générale qui s'exprime sous cette forme :

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{F\} \quad (6.1)$$

où

$[M]$ est la masse modale;

$[C]$ est le coefficient d'amortissement;

$[K]$ est la raideur modale;

$\{\ddot{x}\}$ est le vecteur accélération;

$\{\dot{x}\}$ est le vecteur vitesse;

$\{x\}$ est le vecteur déplacement.

6.2 Modes et fréquences propres

La relation entre les modes et les fréquences propres s'expriment par [30] :

$$\{x\} = \{\phi\}_m \cos(w_m t) \quad (6.2)$$

où

$\{\phi\}_m$ est le mode propre;

w_m est la fréquence naturelle.

Après dérivation, l'équation 6.2 devient :

$$\{\dot{x}\} = -w_m \{\phi\}_m \sin(w_m t) \quad (6.3)$$

$$\{\ddot{x}\} = -w_m^2 \{\phi\}_m \cos(w_m t) \quad (6.4)$$

Deux solutions existent après résolution, la première est insignifiante et s'écrit comme suit :

$$\{\phi\} = \{0\} \quad (6.5)$$

La deuxième solution peut s'exprimer comme :

$$[M]w_m^2 + [K] = [0] \quad (6.6)$$

6.3 Mouvement harmonique

La figure 6.1 montre un corps vibrant sous l'effet du mouvement oscillatoire. La forme la plus simple de mouvement oscillatoire est la forme sinusoïdale, composée de l'amplitude, de la fréquence et du mode propre [31].

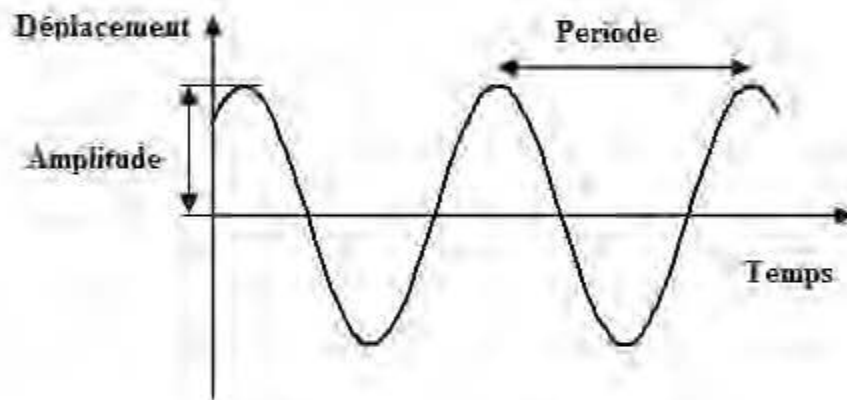


Figure 6.1: Mouvement harmonique

Un mouvement harmonique est défini par une fonction sinusoïdale du type :

$$y(t) = Y \sin(\omega t + \theta) \quad (6.7)$$

où

$y(t)$ est la fonction harmonique simple,

Y est la valeur maximale de la fonction harmonique,

t est la variable temporelle,

ω est la pulsation,

θ est l'angle de phase à l'origine de la fonction

La relation qui lie la pulsation, la fréquence et la période est définie comme suit :

$$T = \frac{2\pi}{\omega} = \frac{1}{f} = \frac{60}{N} \quad (6.8)$$

où

T est la période;

f est la fréquence qui représente le nombre de périodes;

N est le nombre de tours par minute.

Le mouvement harmonique peut-être généralisé par un mouvement périodique dans le cas d'une répétition du mouvement après une période de temps donnée T; ainsi, l'expression est présentée ci-dessous :

$$y(t) = y(t + T) \quad (6.9)$$

6.4 Déplacement vibratoire

En règle générale, tout déplacement peut-être représenté par un vecteur de rotation ou un vecteur de translation. Dans le domaine fréquentiel, cette fonction est représentée par la figure 6.2 :

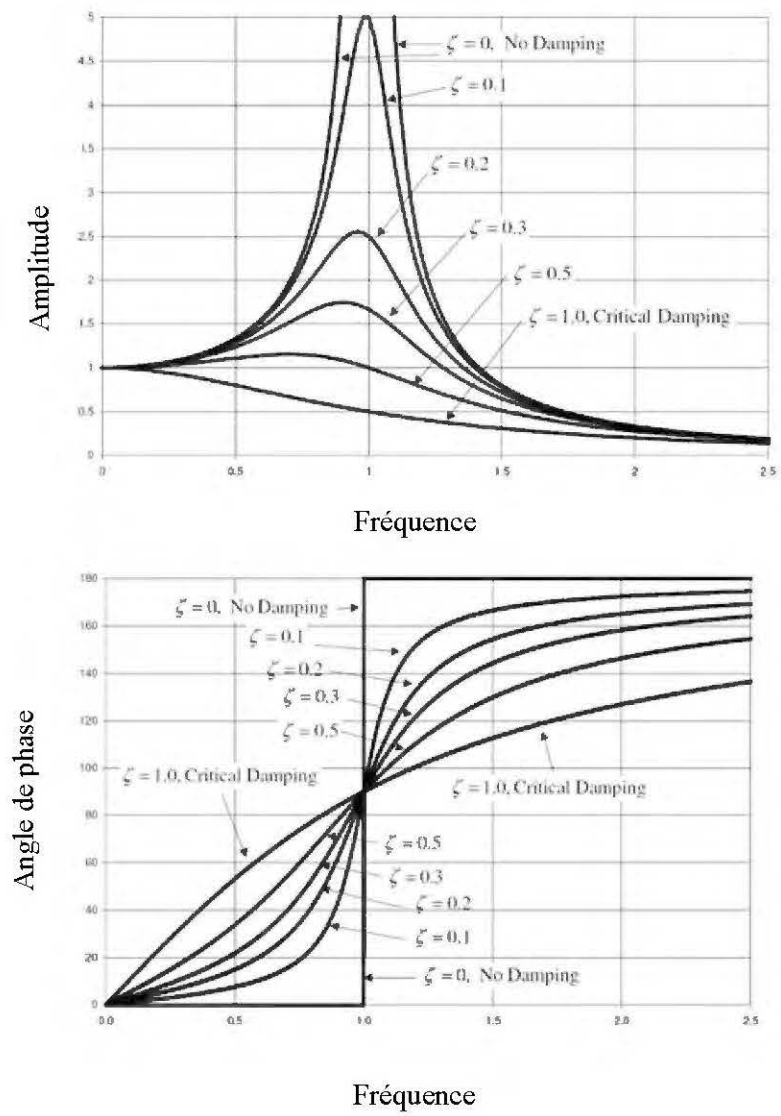


Figure 6.2: Fréquentielle d'un signal harmonique de la pompe centrifuge [29]

6.5 Vitesse vibratoire

La vitesse relative entre deux points est obtenue en calculant la différence vectorielle entre les vitesses de deux points; la vitesse et la dérivée de la fonction de déplacement sont définies par :

$$\dot{y}(t) = \omega Y \cos(\omega t + \theta) = \omega Y \sin\left(\omega t + \theta + \frac{\pi}{2}\right) \quad (6.10)$$

Par conséquent, la vitesse vibratoire est un signal harmonique déphasé de 90° par rapport au déplacement avec la même fréquence.

CHAPITRE 7

RÉSOLUTION DES ÉQUATIONS AU MOYEN DU LOGICIEL ANSYS

Dans ce chapitre, le logiciel ANSYS est utilisé pour la résolution des différentes équations mathématiques des pompes centrifuges multi-étages. Deux méthodes sont appliquées dans cette résolution.

7.1 Méthode des volumes finis

La méthode des volumes finis permet de résoudre numériquement les équations aux dérivées partielles de l'écoulement du liquide. La méthode fractionne en éléments de volume disjoints le domaine physique de l'écoulement [6]. Ces volumes sont considérés comme des surfaces élémentaires regroupant un ensemble de données physiques au niveau desquelles sont faits les calculs (conversion de l'équation différentielle générale en un système d'équations algébriques). Les phases de résolution de la méthode des volumes finis sont présentées à la figure 7.1.

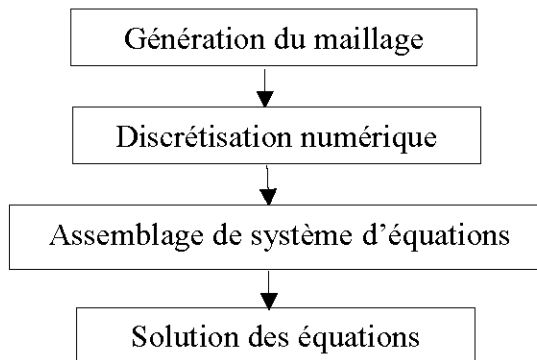


Figure 7.1: Phases de résolution de la méthode des volumes finis

Les équations des écoulements des liquides pour l'obtention des performances de la pompe (hauteur manométrique, puissance à l'arbre, rendement, forces axiales et

radiales) ont été résolues à l'aide du logiciel ANSYS-CFX. La figure 7.1 résume les étapes de résolution.

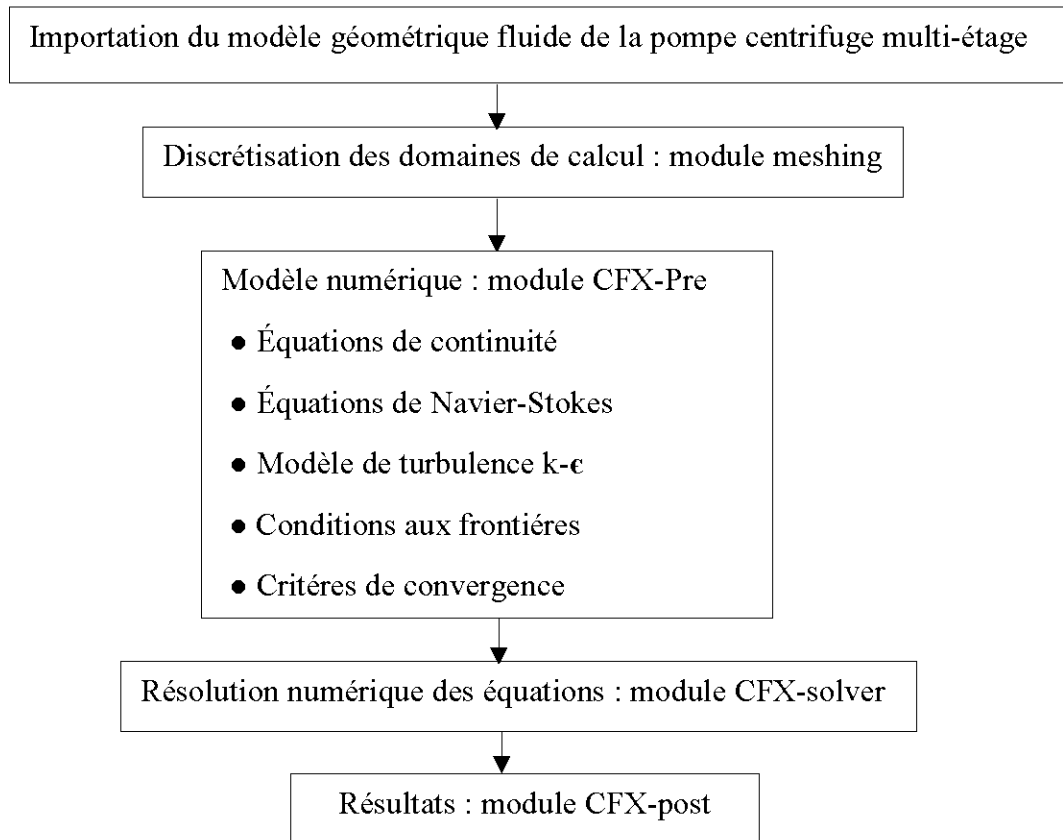


Figure 7.2: Étapes de la résolution numérique des équations de continuité et de Navier-Stokes

7.2 Méthode des éléments finis

Le concept fondamental consiste à diviser le corps de l'étude en un nombre fini de sous-domaines représentant les éléments. Des hypothèses particulières sont ensuite faites sur la variation des variables dépendantes inconnues à travers chaque élément en utilisant des fonctions d'interpolation ou d'approximation. Cette variation approximative est quantifiée en termes de valeurs de solution à des emplacements d'éléments spéciaux qui sont des nœuds. Grâce à ce processus de discrétisation, la méthode met en place un système algébrique d'équations pour des valeurs nodales inconnues qui s'approchent de la solution continue [31]. De même, les éléments, la forme et le schéma d'approximation peuvent varier selon le problème. La méthode peut simuler avec précision des solutions pour des problèmes de géométrie et de chargement complexes. La figure 7.3 montre les phases de résolution de la méthode des éléments finis.

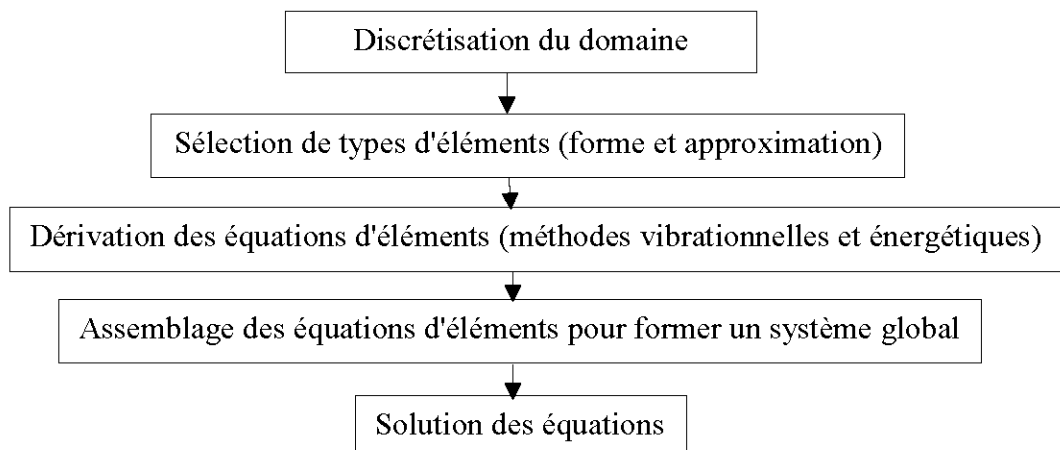


Figure 7.3: Phases de résolution de la méthode des éléments finis

Les équations des contraintes, des déformations et des vibrations mécaniques ont été résolues à l'aide des codes de calcul d'ANSYS, notamment : ANSYS-Structurale statique, ANSYS-Modale et ANSYS-réponse harmonique. Les étapes de résolution sont montrées à la figure 7.4.

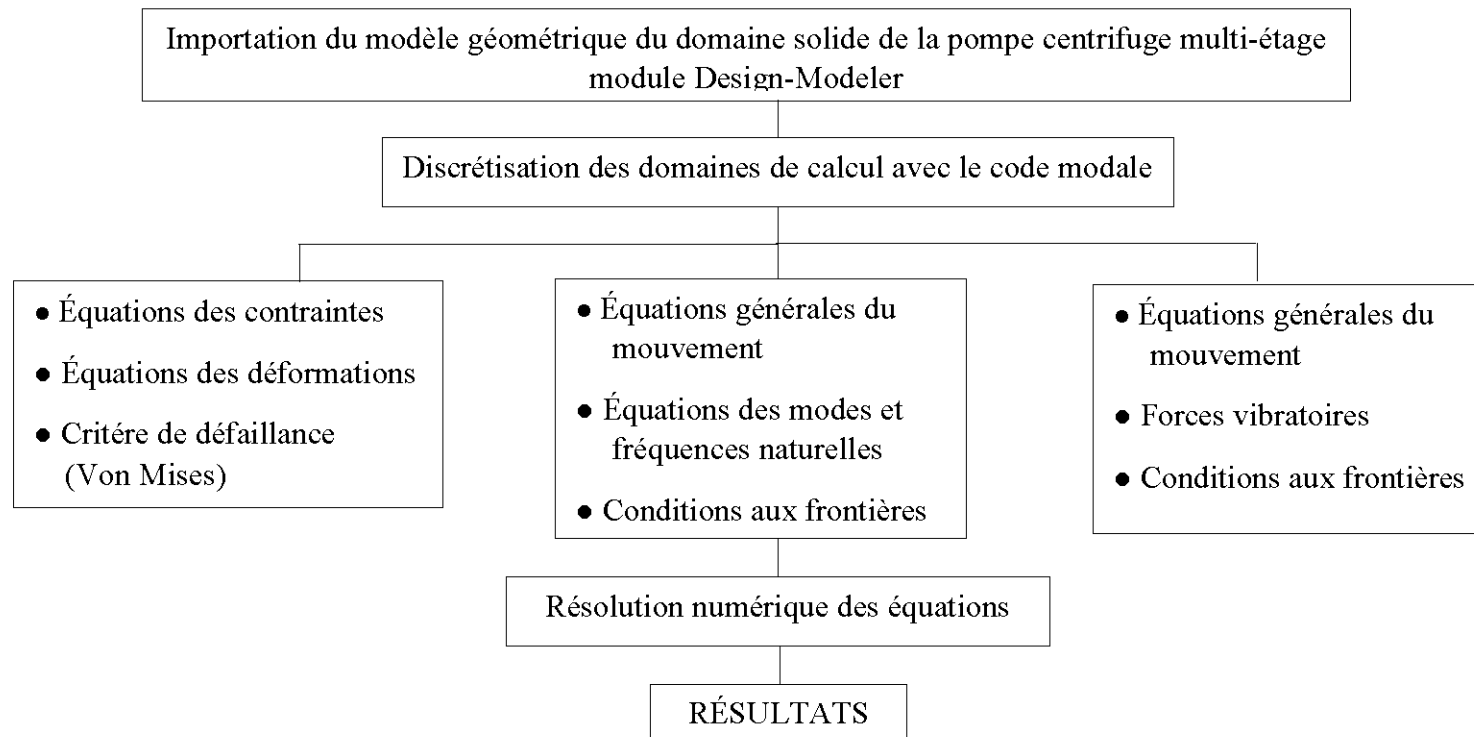


Figure 7.4: Étapes de la résolution numérique des équations des contraintes, des déformations et des vibrations mécaniques

CHAPITRE 8

POUSSÉES AXIALES ET RADIALES DANS LES POMPES CENTRIFUGES MULTI-ÉTAGES

Dans ce chapitre les poussées axiales et les poussées radiales sont traitées. L'arbre de la pompe est conçu pour résister aux différentes contraintes résultant de plusieurs forces et des moments agissant sur lui. Les chargements sur l'arbre comprennent le couple d'entraînement de la pompe, les moments de flexion en raison des forces statiques et dynamiques et des forces agissant sur l'impulseur dans les deux directions (axiale et radiale), ce qui provoque la déflexion de l'arbre. Ces forces sont ainsi transmises aux paliers, pouvant créer une surcharge. La poussée axiale non balancée dans les pompes multi-étages peut générer une force qui ne peut pas être prise en charge par les roulements. De même, la force non balancée radiale agissant sur la pompe provoque la déviation de l'arbre, ce qui peut engendrer des vibrations importantes de celui-ci et éventuellement provoquer une rupture par fatigue de l'arbre.

8.1 Poussée axiale

La poussée axiale représente la composante axiale de la force asymétrique agissant sur l'impulseur de la pompe [19, 32, 33]. Cette force résulte principalement de la non-uniformité de la répartition de pression dans la direction axiale. Les distributions de pression à l'avant et à l'arrière des aubes de l'impulseur de la pompe centrifuge multi-étage sont présentées à la figure 8.1. Cette dernière montre la plus basse pression agissant sur le moyeu à l'entrée de l'impulseur, tandis que la zone correspondant à l'arrière des aubes est sollicitée par une pression plus élevée. De plus, une force axiale supplémentaire résulte aussi de la variation de la quantité de mouvement du fluide lors de son écoulement à travers les étages de la pompe.

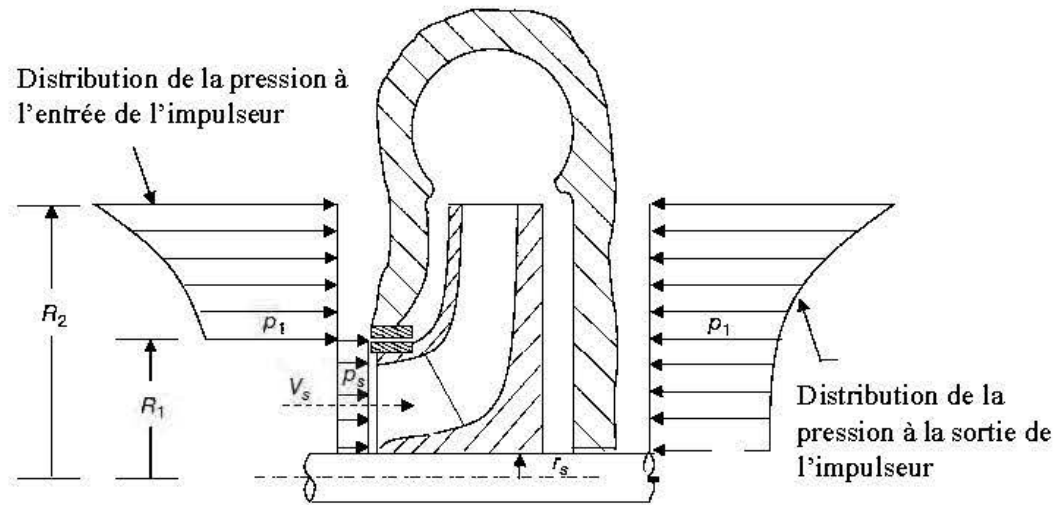


Figure 8.1: Distribution des forces axiales dans l'impulseur

Les distributions de pression au niveau des aubes arrières et avant représentés à la figure 8.1 ne sont pas uniformes en raison de la rotation du fluide entre l'arbre et le corps de la pompe [21, 34]. Cette rotation du fluide est dominante en raison de la force de cisaillement résultante de la rotation de l'impulseur. La couche du liquide en contact avec les aubes de l'impulseur tournera à la même vitesse angulaire de l'impulseur tandis que la couche du liquide en contact avec le corps de la pompe sera au repos [21].

La pression de distribution s'écrit comme suit :

$$p_r - p_1 = \left(\frac{\gamma \omega^2}{2g} \right) \quad (8.1)$$

où

p_r est la pression à n'importe quel rayon r ;

p_1 est la pression au niveau des bagues d'usure.

La force de pression agissant sur l'arrière extérieure de l'impulseur entre r_s et R_1 soit F_b , peut s'exprimer par :

$$F_b = \int_A p dA = \int_{r_s}^{R_1} \left(p_1 + \frac{\gamma \omega^2}{2g} (r^2 - R_1^2) \right) 2\pi r dr \quad (8.2)$$

Après intégration, l'équation 8.2 devient

$$F_b = (A_1 - A_s) \left(p_1 - \frac{\gamma u_1^2 - u_s^2}{2g} \right) \quad (8.3)$$

où

$$u_1 = \omega_s R_1$$

$$u_s = \omega_s R_s$$

$$A_1 = \pi R_1^2$$

$$A_s = \pi r_s^2$$

La force axiale totale F_a résultant des effets du changement dynamique linéaire à travers la pompe ainsi que l'effet de la force de pression peut être donnée par :

$$F_a = F_b - p_s (A_1 - A_s) - \rho Q V_s \quad (8.4)$$

où

V_s est la vitesse du fluide à l'entrée;

$\rho Q V_s$ est le terme dynamique.

8.2 Poussée radiale

La poussée radiale résulte de la non-uniformité de la répartition de la pression autour de la périphérie de l'impulseur. La volute est normalement conçue pour maintenir une vitesse moyenne constante autour du diffuseur, qui se traduit par des pressions égales autour du corps de la pompe lors du fonctionnement. Cette force radiale pourrait entraîner le fléchissement de l'arbre qui peut endommager le roulement, la garniture mécanique, ou les bagues d'usure et peut également causer des vibrations importantes à la pompe. Chacun de ces problèmes ou leur effet combiné peut entraîner une défaillance de la pompe.

En général, pour une distribution de pression donnée, la force radiale s'écrit :

$$F_{rad} = \int_0^{2\pi} dF = \int_0^{2\pi} \frac{1}{2} P(\theta) b_2 D_2 d\theta \quad (8.5)$$

L'équation 8.5 peut être intégrée pour obtenir la poussée radiale. Dans la pratique, la poussée radiale en newtons peut être obtenue à partir de la formule empirique suivante:

$$F_{rad} = K H D_2 b_2 \quad (8.6)$$

où

H est la hauteur manométrique;

D_2 est le diamètre extérieur de l'impulseur;

b_2 est la hauteur des aubes de l'impulseur.

K est le coefficient qui dépend de la capacité nominale et il est formulé par :

$$K = C \left(1 - (Q / Q_r)^2 \right) \quad (8.7)$$

où

Q_r est la capacité nominale de la pompe;

C est la constante numérique.

La variation de la poussée radiale avec le débit de la pompe dépend de la forme du corps de la pompe. La figure 8.2 montre la force radiale adimensionnelle en fonction du débit conformément aux résultats expérimentaux obtenus dans la littérature [33]. La force radiale dépend des paramètres suivants :

- Les dimensions de l'impulseur centrifuge multi-étage;
- La vitesse de rotation de la pompe;
- La vitesse spécifique;
- La densité du milieu traité.

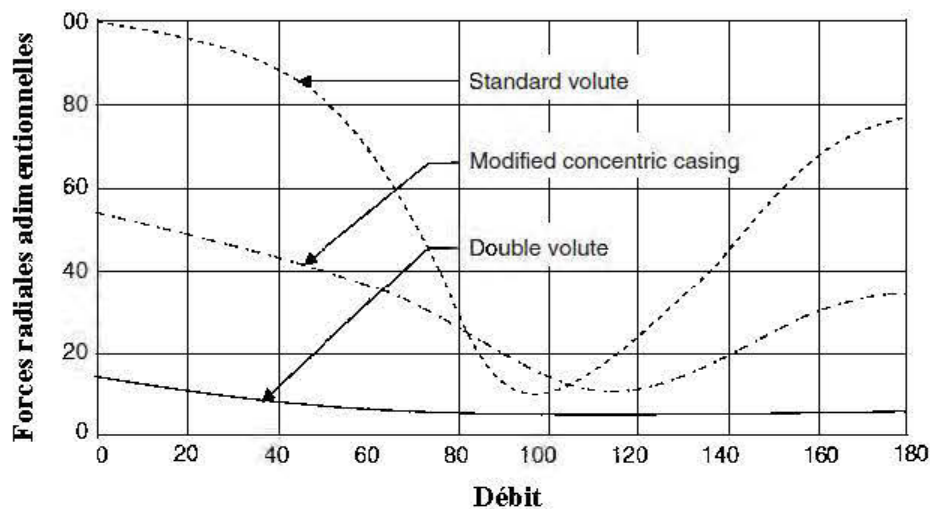


Figure 8.2: Variation des forces radiales par rapport au débit volumétrique

CHAPITRE 9

PARAMÈTRES DE CONCEPTION DES POMPES CENTRIFUGES MULTI-ÉTAGES

Dans ce chapitre les méthodes de conception des composants de la pompe centrifuge multi-étage à grande pression et puissance avec les principales caractéristiques de la pompe notamment la hauteur manométrique, la puissance à l'arbre et le rendement hydraulique sont décrites.

9.1 Hauteur manométrique

La détermination de la hauteur manométrique passe par la résolution de l'équation de Bernoulli appliquée aux pompes centrifuges, comme indiqué par l'équation 9.1 :

$$H = \left(Z_2 + \frac{P_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} \right) - \left(Z_1 + \frac{P_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} \right) \quad (9.1)$$

où

H est la hauteur manométrique;

V_1 est la vitesse absolue du liquide à l'entrée;

V_2 est la vitesse absolue du liquide à la sortie;

Z_1 est l'élévation à l'entrée;

Z_2 est l'élévation à la sortie;

ρ est la masse volumique;

g est l'accélération de pesanteur.

9.2 Puissances

La puissance hydraulique de la pompe centrifuge P_h est formulée par

$$P_h = \rho Q \Delta E_p \quad (9.2)$$

où

Q est le débit volumétrique.

La puissance à l'arbre P_s peut être exprimée comme suit :

$$P_s = \tau \omega \quad (9.3)$$

où

τ est le couple fourni;

ω est la vitesse de rotation.

9.3 Rendements

Le rendement global η d'une pompe centrifuge multi-étage peut s'exprimer comme suit :

$$\eta = \frac{P_h}{P_s} \quad (9.4)$$

9.3.1 Rendement mécanique

Le rendement mécanique de la pompe centrifuge est formulée par :

$$\eta_m = \frac{P_i}{P_s} \quad (9.5)$$

$$P_i = P_s - P_m \quad (9.6)$$

où

P_m est la perte par frottement.

9.3.2 Rendement volumétrique

Le rendement volumétrique de la pompe centrifuge est donné comme suit :

$$\eta_v = \frac{Q}{Q + Q_i} \quad (9.7)$$

où

Q_i est le débit de fuite.

9.3.3 Rendement hydraulique

Le rendement hydraulique de la pompe centrifuge est exprimée par :

$$\eta_h = \frac{H_u}{H_r} \quad (9.8)$$

où

H_r est la hauteur idéale;

H_u est la hauteur réelle.

9.4 Courbes caractéristiques

Le choix d'une pompe centrifuge multi-étages passe par la combinaison des courbes de performances avec les caractéristiques de la pompe. La hauteur manométrique (H), le rendement (η), la puissance de moteur à l'arbre (P_s) et la hauteur nette requise à l'entrée (NPSHr) décrivent les courbes de performances de la pompe centrifuge comme indiquées à la figure 9.1.

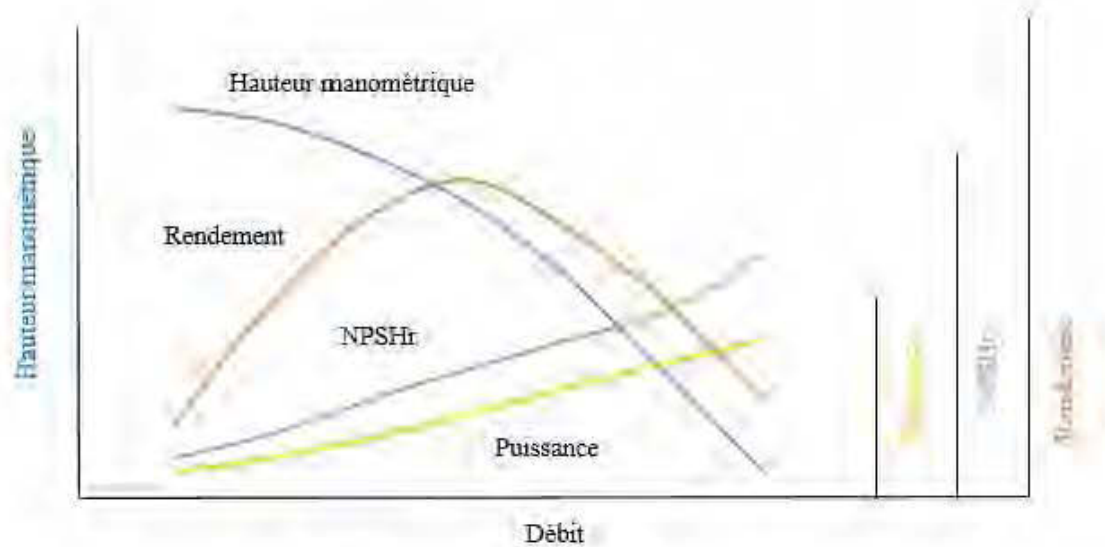


Figure 9.1: Courbes de performance de la pompe centrifuge [1]

9.5 Lois des similitudes

Les lois des similitudes sont données en termes de hauteur manométrique, de puissances et débits volumétriques [35, 36]. Les facteurs de débit, de puissance et d'énergie sont formulés comme suit :

$$\text{Facteur de débit} \quad \phi = \frac{Q}{U_2 r_2^2} \quad (9.9)$$

$$\text{Facteur de puissance} \quad \pi = \frac{P}{\rho U_2^2 r_2^2} \quad (9.10)$$

$$\text{Facteur d'énergie} \quad \psi = \frac{gh}{U_2^2} \quad (9.11)$$

9.6 Impulseur

La fiabilité et le rendement de la pompe centrifuge nécessitent un bon dimensionnement et un choix minutieux des différents paramètres de conception. Cela est rendu possible grâce aux paramètres suivants :

Le vecteur vitesse absolue \vec{V} , le vecteur vitesse d'entraînement \vec{U} et le vecteur vitesse relative \vec{W} . Ces paramètres représentent les vecteurs des triangles des vitesses à l'entrée et à la sortie de l'impulseur tel qu'indiqué à la figure 9.2.

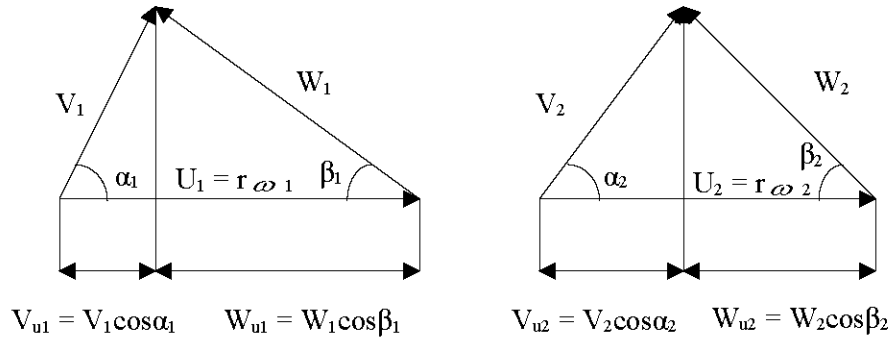


Figure 9.2: Triangles des vitesses à l'entrée et à la sortie de l'impulseur

La relation entre ces vitesses est donnée comme suit :

$$\vec{V} = \vec{U} + \vec{W} \quad (9.12)$$

9.6.1 Vitesse spécifique

Le choix de l'impulseur repose en partie sur le calcul de la vitesse spécifique. Ce paramètre permet de prédire le type d'impulseur pour un débit d'écoulement et une conception de hauteur hydraulique voulue par le constructeur. Cette vitesse spécifique est présentée par la formule suivante :

$$N_s = \frac{NQ^{0.5}}{H^{\frac{3}{4}}} \quad (9.13)$$

où

N est la vitesse de rotation;

Q est le débit volumétrique;

H est la hauteur manométrique.

La variation de la forme de l'impulseur avec la vitesse spécifique est montrée à la figure 9.3. Cette dernière indique également le rendement optimal attendu et sa variation avec la vitesse spécifique

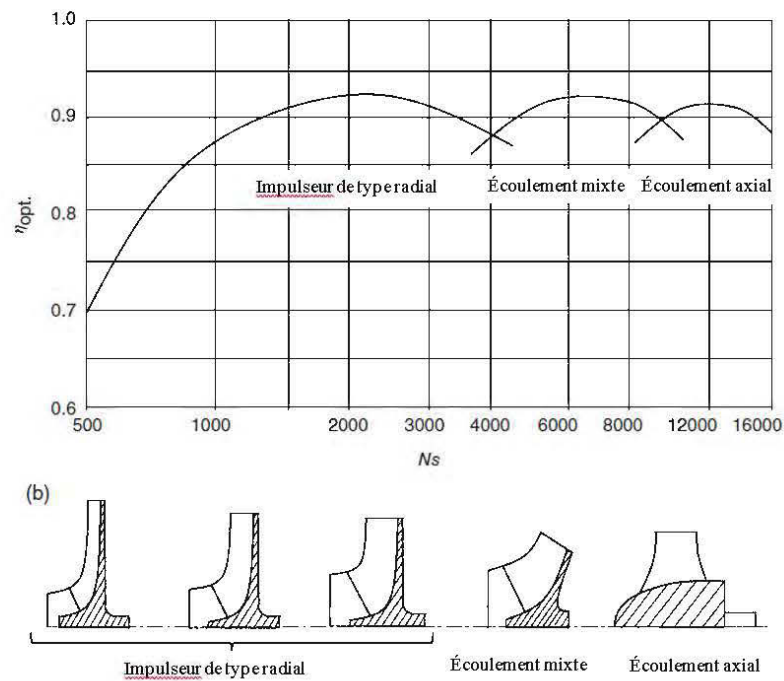


Figure 9.3: Variation de la forme de l'impulseur et du rendement de la pompe centrifuge par rapport à la vitesse spécifique [21]

9.6.2 Diamètre du moyeu

Le diamètre du moyeu est calculé suivant la formule :

$$D_{h1} = D_{sh} + \Delta D \quad (9.14)$$

où

D_{sh} est le diamètre de l'arbre;

ΔD est égal à 0,0508 m.

9.6.3 Diamètre à l'entrée de l'impulseur

L'obtention du diamètre de l'entrée de l'impulseur est faite à partir de 9.16 :

$$D_1 = 2 \left(\frac{Q}{\varphi_e \pi \omega} \right)^{1/3} \quad (9.15)$$

où

φ_e est le coefficient de débit adimensionnel.

9.6.4 Hauteur des aubes à l'entrée

La hauteur des aubes à l'entrée est donnée par :

$$b_1 = \frac{A_1}{\varepsilon_1 \pi \left(\frac{D_1}{2} \right)} \quad (9.16)$$

où

A_1 est l'aire latérale à l'entrée de l'impulseur;

ε_1 est le facteur de contraction à l'entrée de l'impulseur.

9.6.5 Diamètre extérieur de l'impulseur

Le diamètre extérieur de l'impulseur est formulé comme suite :

$$D_2 = \frac{\Delta_s Q^{1/2}}{(gH)^{1/4}} \quad (9.17)$$

où

Δ_s est le diamètre spécifique.

9.6.6 Hauteur des aubes à la sortie de l'impulseur

La détermination de la hauteur des aubes à la sortie de l'impulseur se fait au moyen de l'équation 9.18.

$$b_2 = \frac{A_2}{\varepsilon_2 \pi \left(\frac{D_2}{2} \right)} \quad (9.18)$$

où

A_2 est l'aire latérale à la sortie l'impulseur;

ε_2 est le facteur de contraction à la sortie de l'impulseur.

9.7 Diffuseur et aubes de retour

Les paramètres de conception du diffuseur et des aubes de retour sont listés comme suit :

9.7.1 Hauteur des aubes à l'entrée

Les équations permettant de déterminer les hauteurs d'entrée du diffuseur et des aubes de retour sont données respectivement par :

$$b_3 = (1.05 \text{ a } 1.3).b_2 \quad (9.19)$$

et

$$b_5 = \frac{Q}{\pi D_6 V_{m6}} \quad (9.20)$$

où

D_6 est le diamètre à la sortie des aubes de retour

V_{m6} est la vitesse méridionale à la sortie des aubes de retour

9.7.2 Nombre d'aubes

Le choix du nombre d'aubes du diffuseur Z_{Le} dépend du nombre d'aubes de l'impulseur Z_b . Concernant la pompe centrifuge multi-étage étudiée, le nombre d'aubes du diffuseur est identique au nombre d'aubes de retour du diffuseur. Le tableau 9.1 indique les plages de choix du nombre d'aubes du diffuseur en fonction du nombre d'aubes de l'impulseur.

Tableau 9.1: Choix de nombre d'aubes de diffuseur

Z_b	5			6	7				
Z_{Le}	7	8	12	10	9	10	11	12	15

9.7.3 Angles d'attaque

L'angle d'attaque α_5 du diffuseur est exprimé par l'équation 9.22.

$$\alpha_5 = \tan^{-1} \left(\frac{V_{m5}}{V_{u5}} \right) \quad (9.21)$$

où

V_{m5} est la vitesse méridionale à la sortie des aubes de retour;

V_{u5} est la vitesse tangentielle à l'entrée des aubes de retour.

9.7.4 Hauteur des aubes à l'entrée du diffuseur

La largeur du diffuseur a_3 peut-être formulée comme suit :

$$a_3 = f_{a3} \left(\frac{D_3}{2} \right) \left\{ e \left[\frac{Q}{b_3 V_{2u} \left(\frac{D_2}{2} \right) Z_{Le}} \right]^{-1} \right\} \quad (9.22)$$

où

f_{a3} est le facteur de correction.

9.7.5 Diamètre à la sortie du diffuseur

Le diamètre à la sortie du diffuseur D_4 est donné par :

$$D_4 = ((1.05 \text{ à } 1.15) + 0.01 \omega_s) D_2 \quad (9.23)$$

9.7.6 Hauteur des aubes à la sortie du diffuseur

La détermination de la hauteur des aubes à la sortie du diffuseur b_4 se fait en utilisant l'équation 9.24.

$$b_4 = b_3 + (\tan \theta_b) L_{3-4} \quad (9.24)$$

où

θ_b est l'angle d'inclinaison dans le passage des aubes;

L_{3-4} est la longueur des passages d'aubes de diffuseur.

CHAPITRE 10

RÉSULTATS ET DISCUSSION

La conception d'un étage de pompe centrifuge multi-étage est gouvernée par des paramètres géométriques et opérationnels pertinents. Les données et les constantes de références clés sont indiquées dans les tableaux 10.1, 10.2, 10.3 ,10.4 et 10.5.

Tableau 10.1: Données géométriques et opérationnelles de l'impulseur

Impulseur	
Hauteur des aubes à l'entrée b_1 [mm]	56
Hauteur des aubes à la sortie b_2 [mm]	44,25
Diamètre du moyeu D_{h1} [mm]	84,84
Diamètre à l'entrée D_{h2} [mm]	194,95
Diamètre à la sortie D_2 [mm]	401,3
Angle des aubes à l'entrée β_{b1} [°]	18
Angle des aubes à la sortie β_{b2} [°]	22,5
Épaisseur de l'aube e [mm]	7,94
Nombre d'aubes Z_b	6
Vitesse de rotation N [tr/min]	1800
Débit Volumétrique Q [m ³ /h]	300 - 900

Tableau 10.2: Données géométriques et opérationnelles
du diffuseur côté avant

Diffuseur : côté avant	
Hauteur des aubes à l'entrée b_3 [mm]	41,98
Hauteur des aubes à la sortie b_4 [mm]	68,4
Diamètre à l'entrée D_3 [mm]	401,3
Diamètre à l'entrée D_4 [mm]	459
Angle de l'aube à l'entrée α_{3b} [°]	16,44
Épaisseur des aubes e_3 [mm]	6,04
Nombre d'aubes Z_{Le}	11

Tableau 10.3: Données géométriques et opérationnelles
du diffuseur côté arrière

Diffuseur : côté arrière	
Nombre d'aubes de retour Z_R	11
Hauteur des aubes de retour à la sortie b_5 [mm]	24,4
Diamètre à l'entrée des aubes de retour D_3 [mm]	459
Angle des aubes de retour à l'entrée α_5 [°]	17,04
Angle des aubes de retour à la sortie α_6 [°]	93,84
Épaisseur des aubes de retour e_3 [mm]	6,04

Tableau 10.4: Données géométriques et opérationnelles de l'arbre

Arbre	
Longueur totale L [mm]	1000
Diamètre d [mm]	71,12
Poids de l'arbre p [kg]	30,657
Poids de l'impulseur p [kg]	25,586
Vitesse de rotation [tr/min]	1800

Tableau 10.5: Propriétés de l'acier standard

Module de Young [Pa]	2×10^{11}
Coefficient de poisson	0,3
Module de compressibilité [Pa]	$1,6667 \times 10^{11}$
Module de cisaillement [Pa]	$7,6923 \times 10^{11}$
Coefficient de résistance [Pa]	$9,2 \times 10^8$
Coefficient de ductilité [Pa]	10^9
Limite d'élasticité [Pa]	$2,5 \times 10^8$
Limite à la rupture en traction [Pa]	$4,6 \times 10^8$
Masse volumique [kg/m ³]	7850
Température [°C]	25

Afin d'identifier les paramètres influençant les performances des pompes centrifuges multi-étages, les cas suivants ont été étudiés :

- Effet de la hauteur des aubes à la sortie de l'impulseur.
- Effet des aubes de retour du diffuseur.
- Effet du diffuseur au dernier étage de la pompe centrifuge multi-étage.
- Effet de la vitesse de rotation de l'impulseur.
- Effet du nombre d'étages de la pompe centrifuge multi-étage.
- Effet des contraintes et déformations sur le comportement de la pompe centrifuge multi-étage.
- Effet des fréquences et modes propres sur la structure de la pompe.

Pour cela, le liquide considéré dans l'analyse est l'eau. Le tableau 10.6 donne les propriétés pertinentes de l'eau à 25 °C.

Tableau 10.6: Propriétés de l'eau à 25 °C

Masse volumétrique [kg/m ³]	Masse molaire [kg/kmol]	Coefficient de dilatation thermique [K ⁻¹]	Viscosité cinématique [m ² /s]
997	18,02	2,57x10 ⁻¹	0,884x10 ⁻⁶

10.1 Modélisation de la pompe centrifuge multi-étage

À l'aide du logiciel Inventor, la modélisation des composantes de la pompe centrifuge multi-étage est réalisée avec exactitude et précision. L'impulseur et le diffuseur sont conçus à l'aide des paramètres géométriques repris dans les tableaux 10.1, 10.2 et 10.3.

La figure 10.1 présente les 4 étages de la pompe composée de quatre impulseurs avec quatre diffuseurs pour le calcul de la hauteur manométrique, la puissance à l'arbre, le

rendement et les forces axiales et radiales de la pompe. En outre, la figure 10.2 montre 4 étages de la pompe composée de quatre impulseurs, quatre diffuseurs et l'arbre pour le calcul des contraintes, des déformations et des vibrations mécaniques de la pompe.

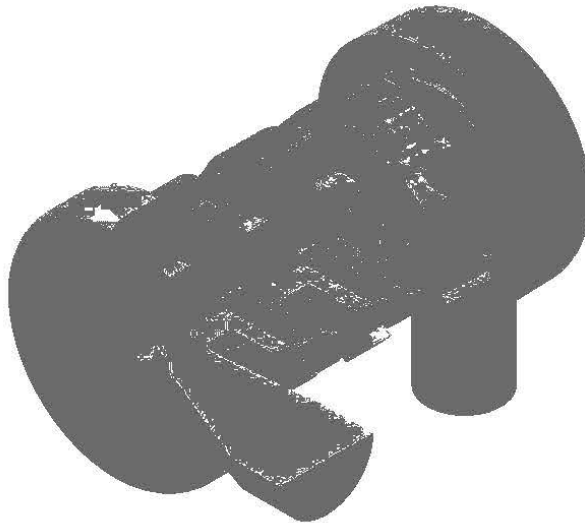


Figure 10.1: Modélisation d'une pompe centrifuge à 4 étages dans le domaine fluide

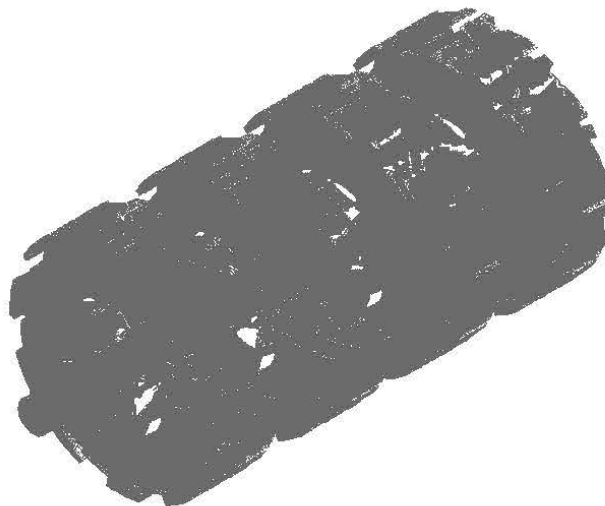


Figure 10.2: Modélisation d'une pompe centrifuge à 4 étages dans le domaine solide

10.2 Études de cas

10.2.1 Effet de la hauteur des aubes à la sortie de l'impulseur

Dans ce cas, la variation de la hauteur des aubes à la sortie de l'impulseur b_2 est analysée en modifiant respectivement la hauteur de 31,75 mm, 41,98 mm et 50,8 mm. la hauteur des aubes à l'entrée du diffuseur b_3 ($b_3 \geq b_2$) [37] est considérée . Le modèle de référence est gardé comme tel excepté la variance de la hauteur citée précédemment. Les résultats de la hauteur manométrique sont montrés à la figure 10.3. En observant les courbes, il est constaté que la hauteur manométrique augmente légèrement avec une plus grande hauteur des aubes à la sortie de l'impulseur b_2 , cela est dû à la diminution de la vitesse méridionale à la sortie de l'impulseur, augmentant par ce fait la pression statique pour une plus grande hauteur de refoulement.

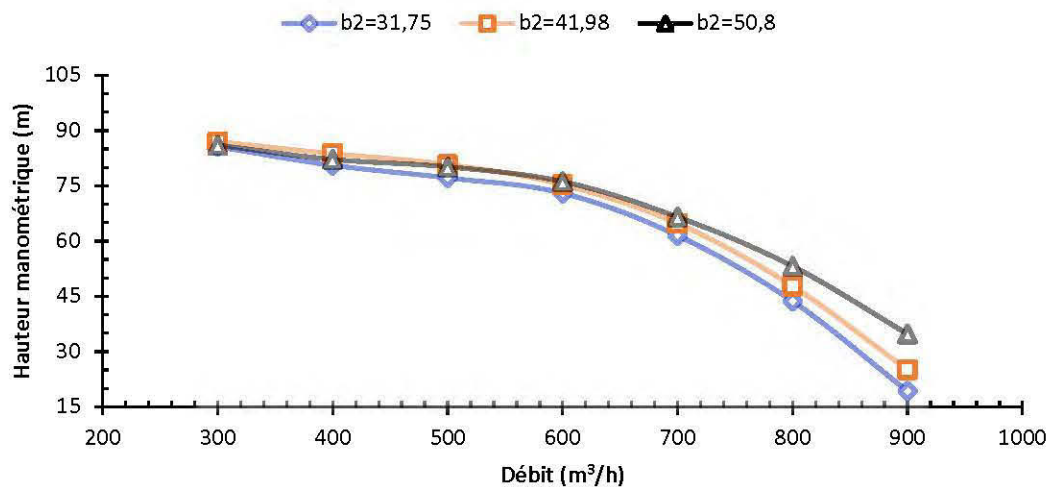


Figure 10.3: Hauteur manométrique en fonction du débit

En outre, il est constaté qu'à la figure 10.4, l'augmentation de la hauteur des aubes à la sortie de l'impulseur provoque une augmentation de la puissance à l'arbre. Cela est dû principalement à l'augmentation du volume massique qui circule dans l'impulseur donnant une force centrifuge plus importante. Cet accroissement de la force conduit à une puissance plus élevée fournie par le moteur.

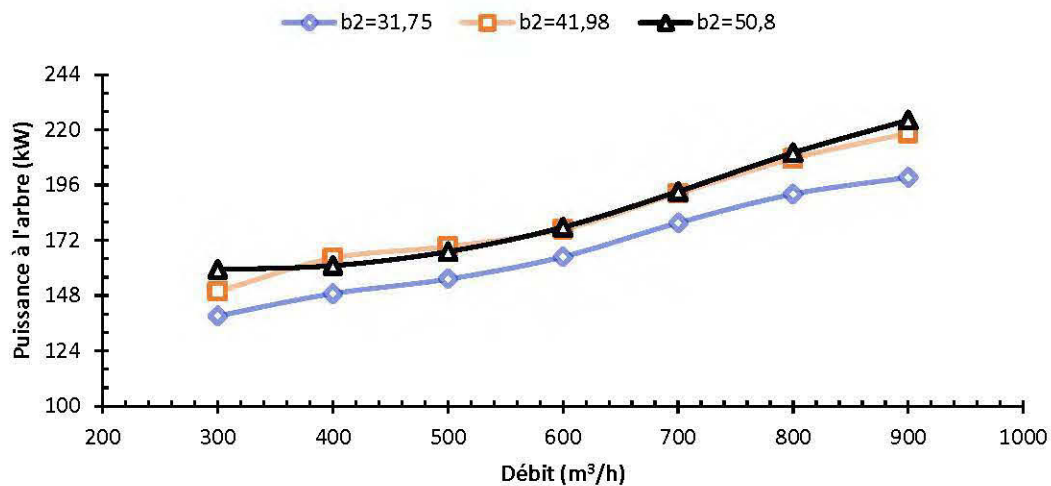


Figure 10.4: Puissance à l'arbre en fonction du débit

De plus, la figure 10.5 montre le rendement de la pompe centrifuge. Le rendement entre les débits de 300 m³/h à 600 m³/h est plus élevé pour une hauteur des aubes plus petite. Ceci s'explique par la puissance fournie par le moteur qui augmente avec l'accroissement du volume d'eau passant par l'impulseur. Néanmoins, avec l'augmentation du débit ($Q \geq 600 \text{ m}^3/\text{h}$), la pompe se comporte différemment du fait de la pression trop élevée due à une hauteur des aubes plus grande, qui serait la bonne option pour un meilleur rendement de la pompe centrifuge multi-étage (noter une consommation plus grande du moteur).

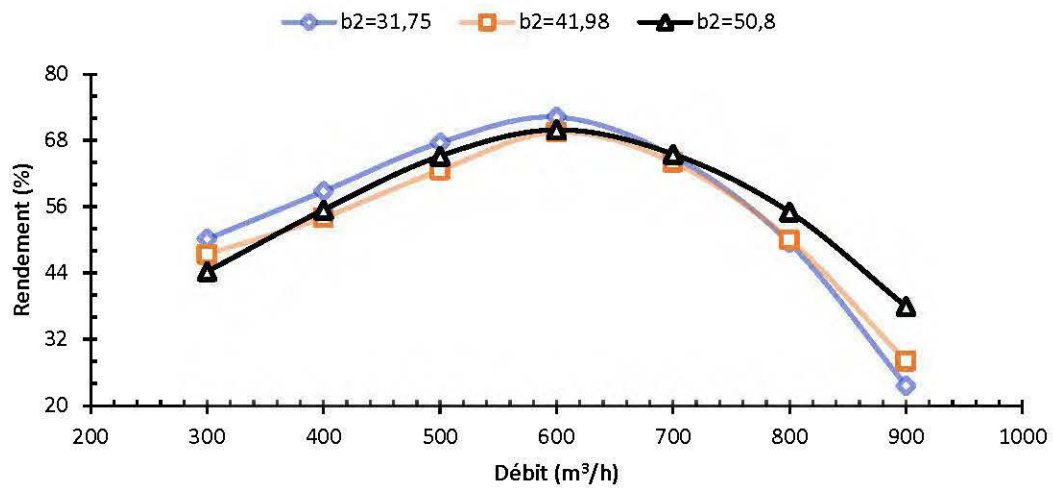


Figure 10.5: Rendement en fonction du débit

Additionnelement, la figure 10.6 aide à visualiser les forces axiales dans une pompe centrifuge multi-étage à grande pression et puissance. En effet, l'intensification des forces axiales augmente avec l'accroissement de la hauteur des aubes à la sortie de l'impulseur (b_2) et suit la puissance à l'arbre dans les différents débits de refoulement. Ces tendances s'expliquent par la poussée axiale lors de l'aspiration qui agit en premier lieu sur le moyeu de l'impulseur à l'extrémité d'aspiration. Par la suite, une pression plus notable s'exerce aussi sur le diamètre extérieur à la sortie de l'impulseur. De ce fait, les forces axiales sont beaucoup plus importantes avec une puissance à l'arbre élevée due aux vibrations et au grand moment d'inertie de l'arbre.

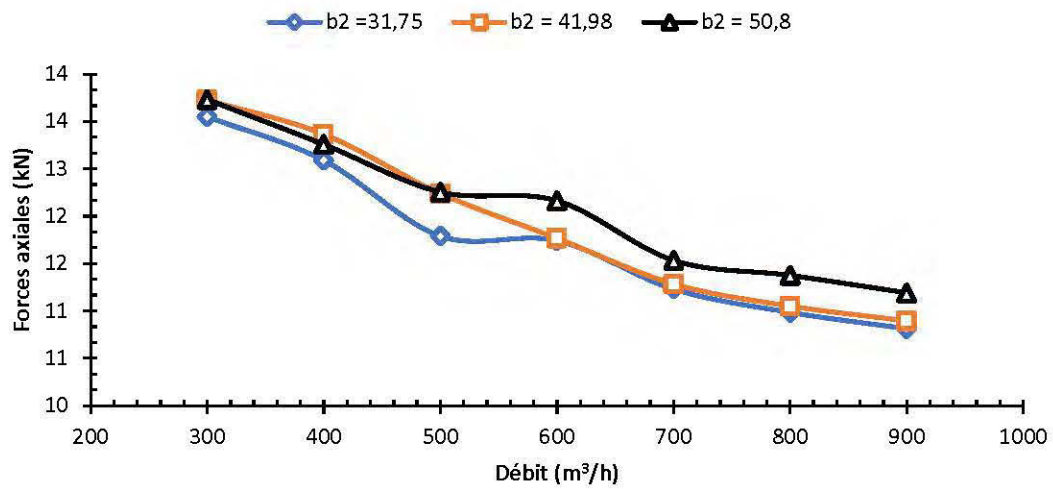


Figure 10.6: Forces axiales en fonction du débit

En outre, la figure 10.7 présente les forces radiales en fonction du débit et le comportement de la pompe par rapport à la variation de la hauteur des aubes à la sortie de l'impulseur. L'observation faite sur les allures des courbes décrit une réduction des forces radiales par rapport à la hauteur des aubes à la sortie de l'impulseur. Ce phénomène est dû aux distributions des pressions à la sortie de l'impulseur entraîné par un écoulement de liquide non uniforme qui agit sur la largeur et la hauteur des aubes à la sortie de l'impulseur. De ce fait, les forces radiales diminuent avec l'augmentation de la hauteur des aubes à la sortie de l'impulseur.

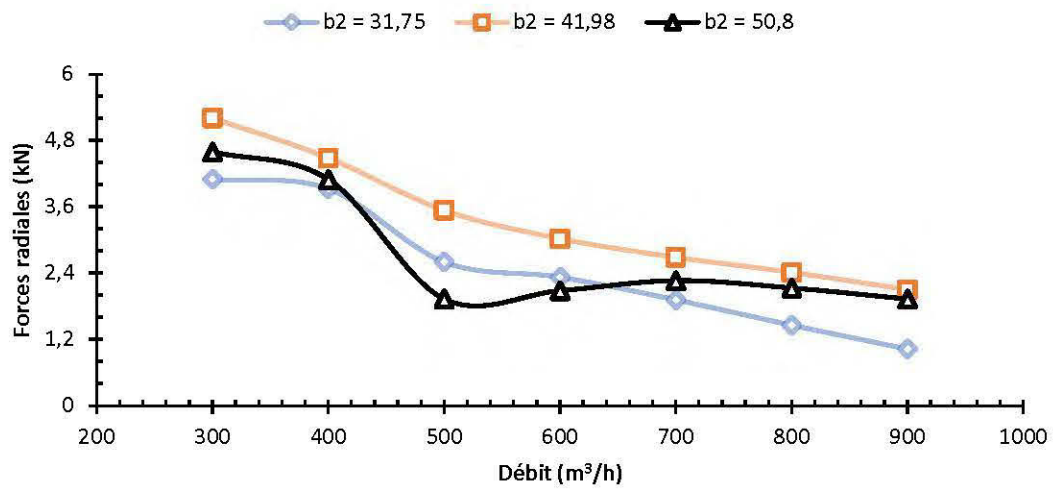
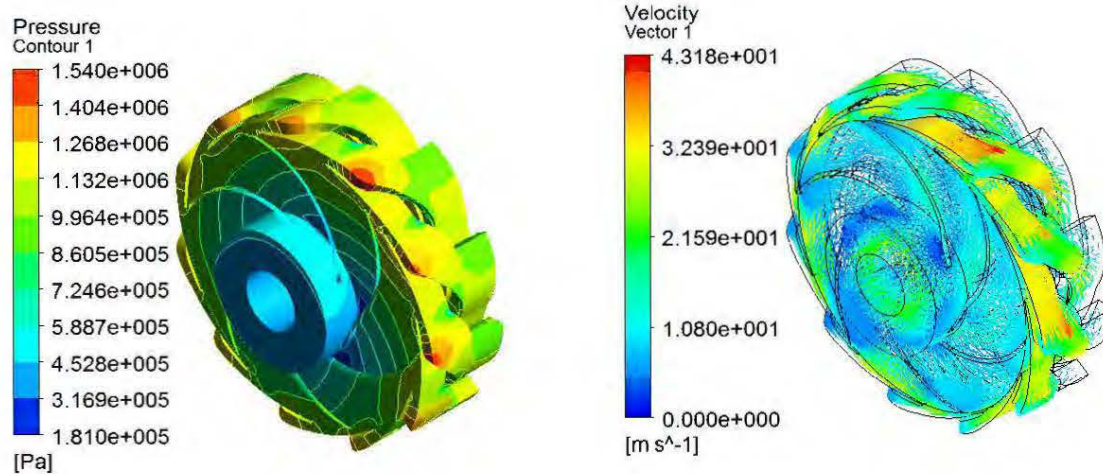
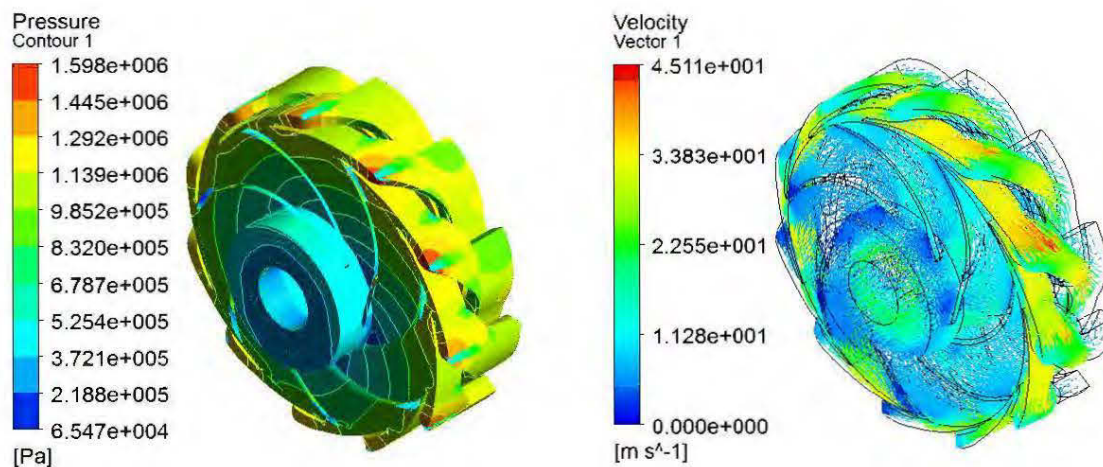


Figure 10.7: Forces radiales en fonction du débit

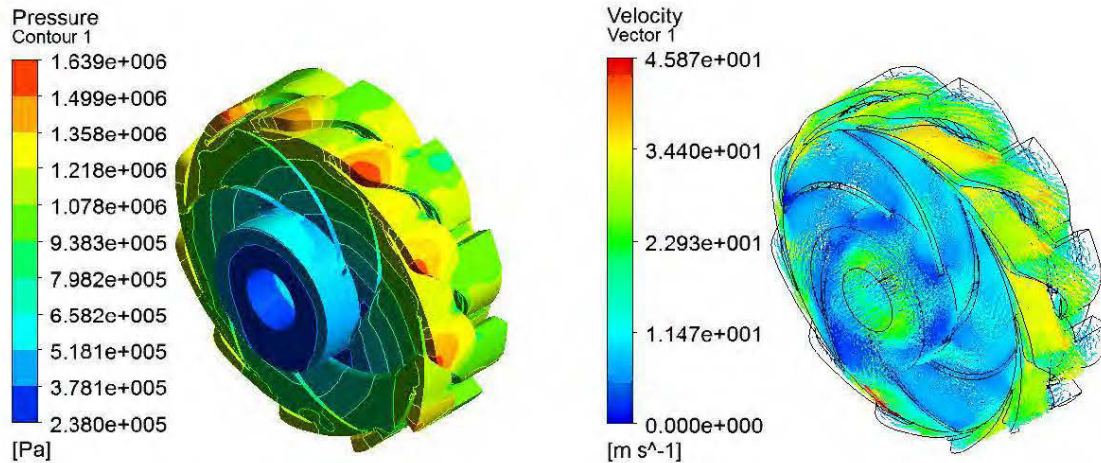
De plus, la figure 10.8 montre les contours de pressions et les vecteurs vitesses pour un débit de 600 m³/h avec la hauteur des aubes à la sortie de l'impulseur comme paramètre. Dans cette figure, il est observé une augmentation de la pression au fur et à mesure que la hauteur des aubes à la sortie de l'impulseur croît. En outre, la vitesse diminue avec l'accroissement de la hauteur des aubes à la sortie de l'impulseur.



a) $b_2 = 31,75 \text{ mm}$, $\Delta p = 714037.8 \text{ Pa}$, $v_{\text{moy}} = 22.35 \text{ m/s}$



b) $b_2 = 41,98 \text{ mm}$, $\Delta p = 736727,4 \text{ Pa}$, $v_{\text{moy}} = 21,86 \text{ m/s}$



c) $b_2 = 50,8 \text{ mm}$, $\Delta p = 744747 \text{ Pa}$, $v_{\text{moy}} = 21,18 \text{ m/s}$

Figure 10.8: Contours de pressions statiques et vecteurs vitesses pour un débit de $600 \text{ m}^3/\text{h}$

10.2.2 Effet des aubes de retour du diffuseur

L'objectif de cette étude est de voir la différence au niveau des performances de la pompe ainsi que les forces radiales et axiales entre un étage de pompe sans aube de retour de diffuseur et avec des aubes de retour de diffuseur. Tous les paramètres sont les mêmes que ceux du modèle de référence. La figure 10.9 présente les deux courbes de la hauteur manométrique en fonction du débit. La tendance dégagée montre bien une légère différence de hauteur manométrique aux petits débits de $300 \text{ m}^3/\text{h}$ à $500 \text{ m}^3/\text{h}$ en faveur du diffuseur sans aube de retour. Ceci s'explique par le fait que les aubes de retour ne jouent pas le rôle de réduction de la vitesse du fluide à la sortie de l'impulseur et qu'est possible de concevoir un diffuseur sans aube de retour pour de tels débits. Par contre, aux grands débits de $600 \text{ m}^3/\text{h}$ à $900 \text{ m}^3/\text{h}$, la tendance s'inverse. Dans ce cas, les aubes de retour servent à augmenter la pression statique tout en réduisant la vitesse de l'écoulement à la sortie de l'impulseur.

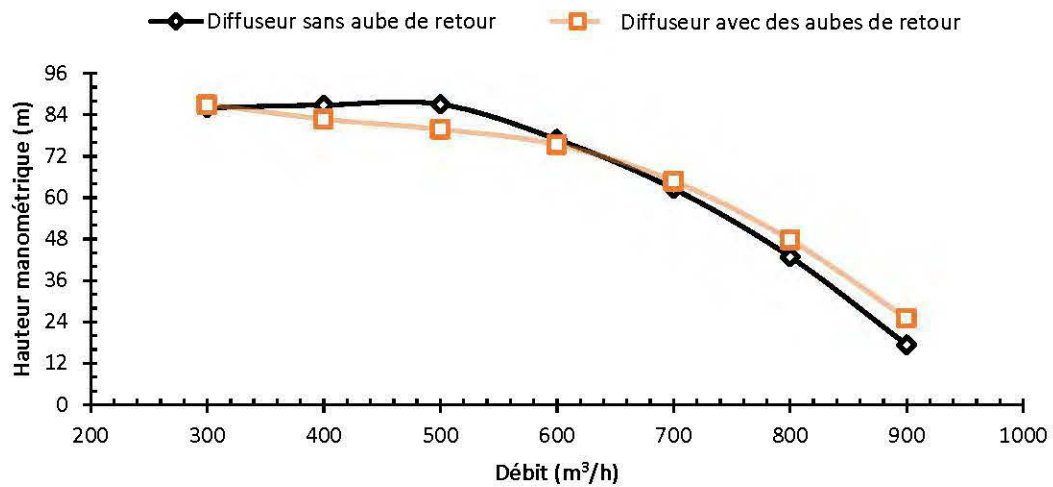


Figure 10.9: Hauteur manométrique en fonction du débit

En outre, la figure 10.10 montre la puissance à l'arbre en fonction du débit volumétrique de la pompe centrifuge multi-étage en considérant le cas d'un diffuseur avec des aubes de retour et sans aube de retour. La comparaison des deux courbes donne une explication rationnelle du phénomène. La constatation donne une puissance plus élevée pour le diffuseur avec des aubes de retour. De ce fait, le moteur est beaucoup plus sollicité pour palier au besoin énergétique d'un diffuseur avec des aubes de retour comparativement à un diffuseur sans aube de retour qui nécessite moins de puissance.

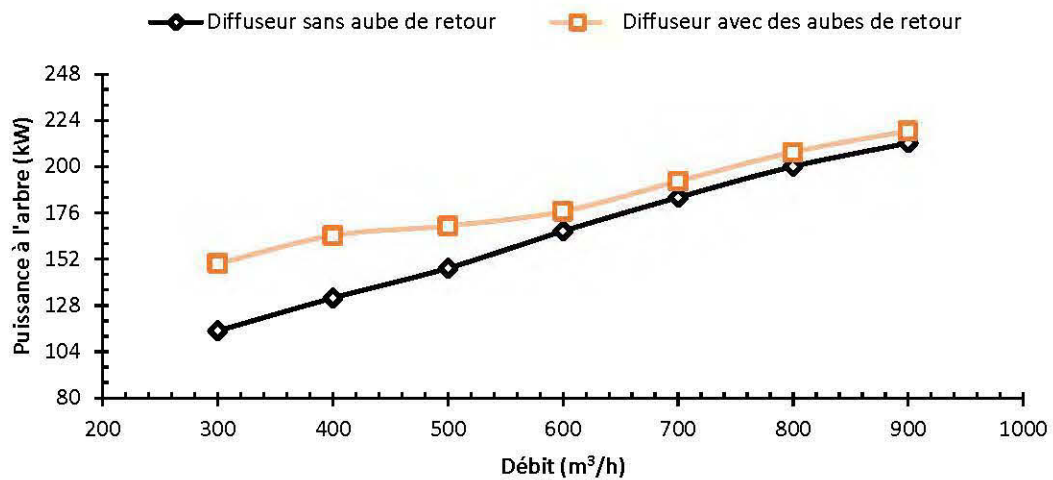


Figure 10.10: Puissance à l'arbre en fonction du débit

De plus, selon le graphique de la figure 10.11, le rendement de la pompe diffère selon les débits. Cette tendance suit exactement le résultat pour la hauteur manométrique. Un rendement conséquent est enregistré avec un diffuseur sans aube de retour aux petits débits de 300 m³/h à 500 m³/h tandis qu'un diffuseur avec des aubes de retour est plus performant aux grands débits de 600 m³/h à 900 m³/h.

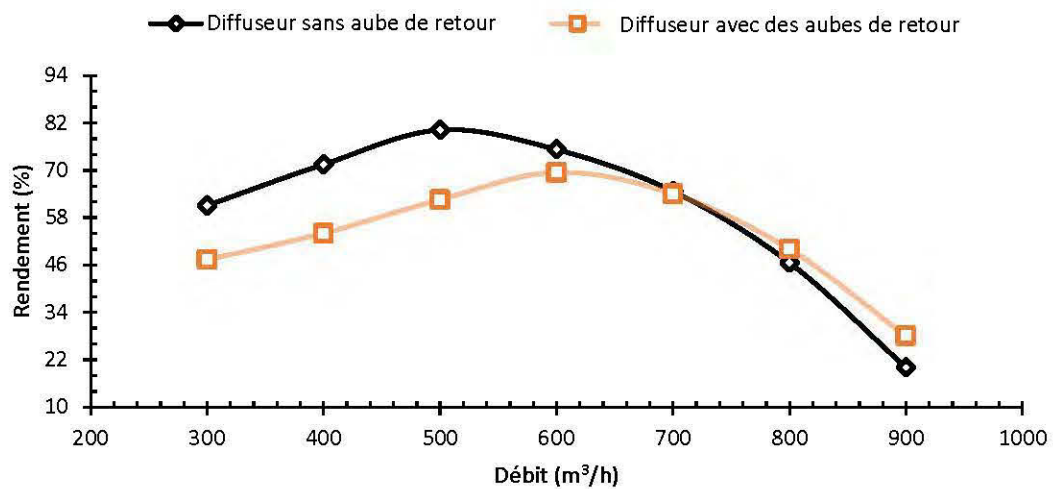


Figure 10.11: Rendement de la pompe en fonction du débit

Additionnellement, la figure 10.12 présente la force axiale en fonction du débit volumétrique pour un étage de pompe centrifuge multi-étage avec des aubes de retour de diffuseur et sans aube de retour du diffuseur. Les tendances dégagées donnent une lecture sur le comportement de la pompe aux petits débits de 300 m³/h à 500 m³/h. La constatation dévoile une importante concentration des contraintes à l'étage de la pompe pour un diffuseur avec des aubes de retour dû à l'effet considérable de la pression statique. D'autre part, ce comportement est moins conséquent aux grands débits de 600 m³/h à 900 m³/h.

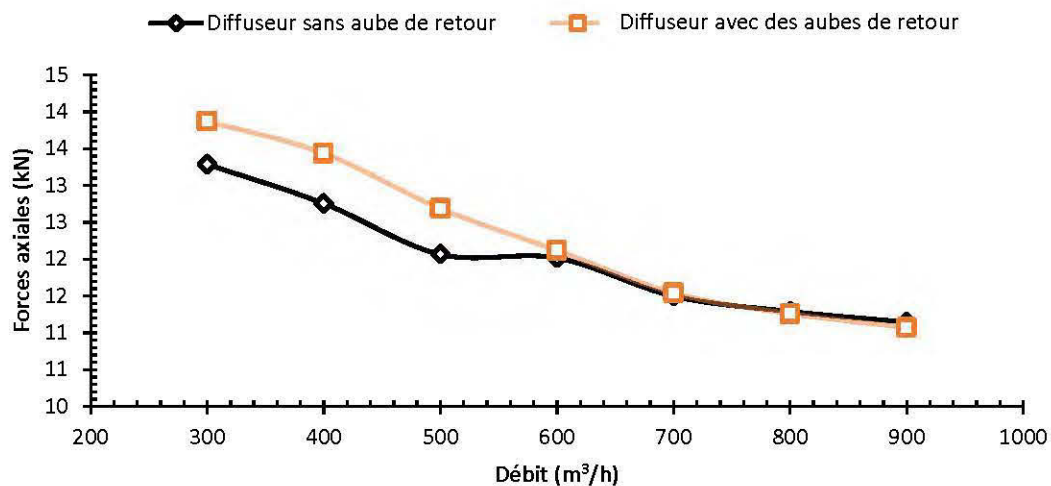


Figure 10.12: Forces axiales en fonction du débit

De plus, la figure 10.13 montre les tendances ressorties pour les forces radiales par rapport au débit. Il est constaté que les forces radiales sont plus importantes dans un diffuseur avec des aubes de retour. L'observation inverse est observée dans un diffuseur sans aube de retour.

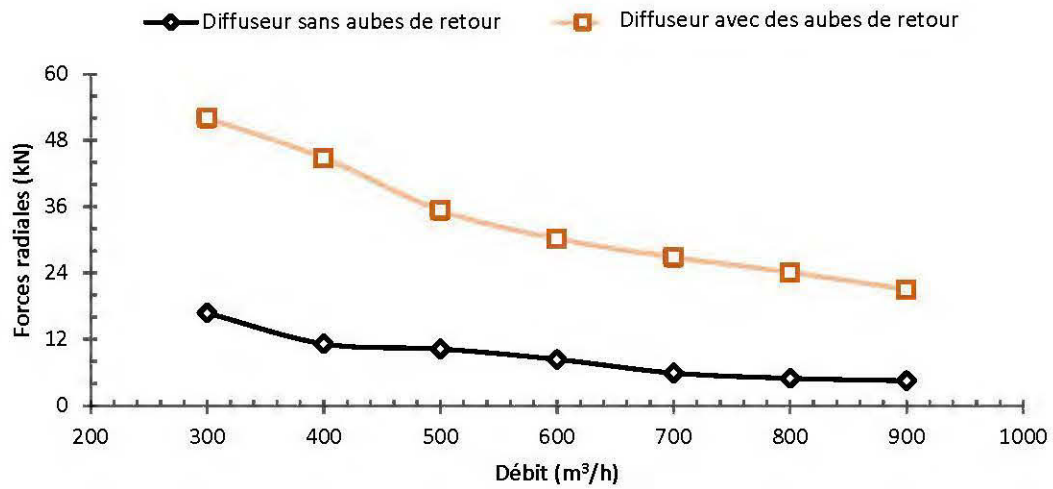
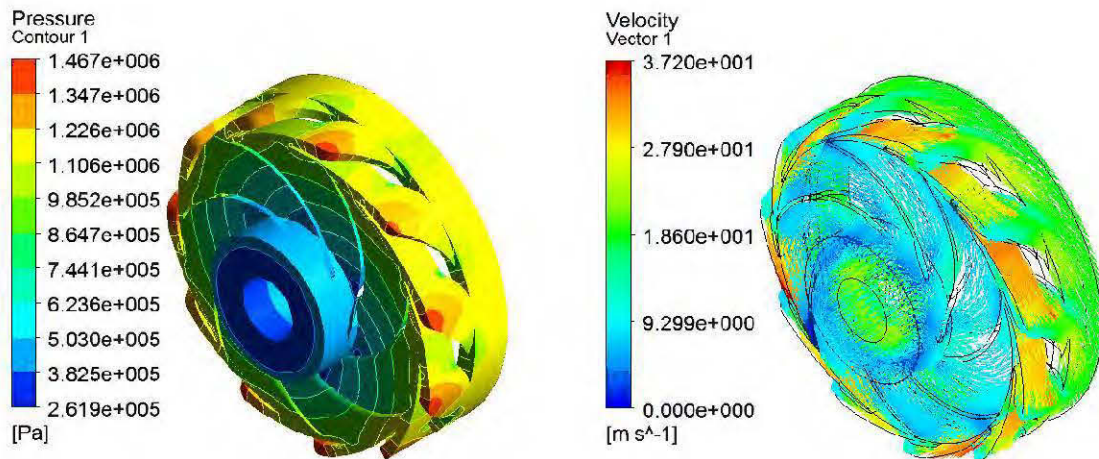
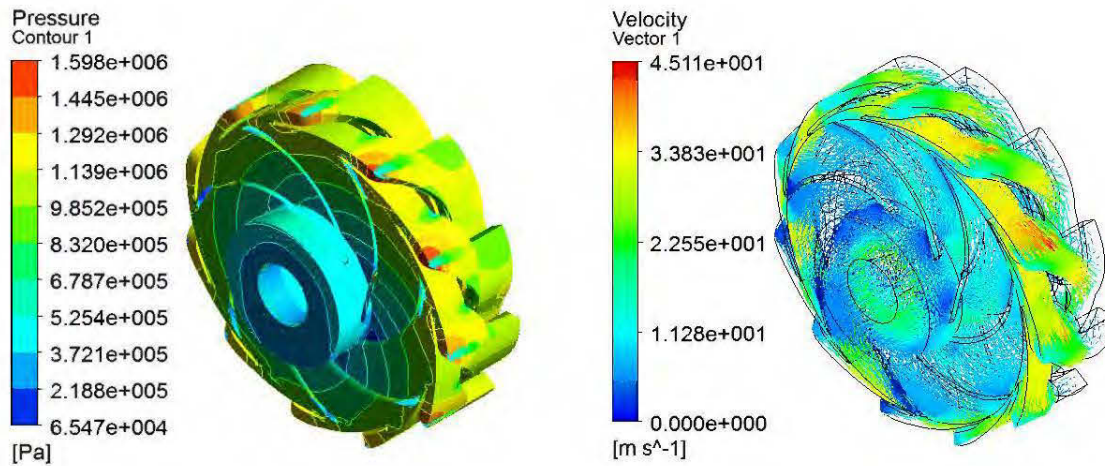


Figure 10.13: Forces radiales en fonction du débit

En outre, la figure 10.14 indique les contours de pressions et les vecteurs vitesses pour un débit de 600 m³/h à un étage de pompe sans aube de retour du diffuseur et avec des aubes de retour du diffuseur. Il est remarqué qu'une augmentation de la pression statique pour un diffuseur sans aube de retour avec une diminution de la vitesse moyenne. L'effet inverse est constaté pour un diffuseur avec des aubes de retour.



a) Sans aube de retour de diffuseur, $\Delta p = 738112,4 \text{ Pa}$, $v_{\text{moy}} = 20,67 \text{ m/s}$



b) Avec des aubes de retour de diffuseur, $\Delta p = 736727,4 \text{ Pa}$, $v_{\text{moy}} = 21,86 \text{ m/s}$

Figure 10.14: Contours de pressions statiques et vecteurs de vitesses pour un débit de $600 \text{ m}^3/\text{h}$

10.2.3 Effet du diffuseur au dernier étage de la pompe

Pour analyser l'effet du diffuseur sur les performances de la pompe centrifuge multi-étage, le cas d'une pompe sans diffuseur au dernier étage est considéré. Cela correspond à un étage comprenant seulement un impulseur assemblé directement à la décharge de refoulement. Tous les paramètres sont conservés de façon identique au modèle de référence [1]. La figure 10.15 montre la hauteur manométrique en fonction du débit volumétrique. La tendance obtenue confirme les résultats attendus et l'importance du diffuseur dans les pompes centrifuges multi-étages. La hauteur manométrique est plus importante avec un diffuseur au dernier étage comparativement à un dernier étage sans diffuseur dû à l'apport en pression statique du diffuseur qui permet un gain en termes de hauteur manométrique.

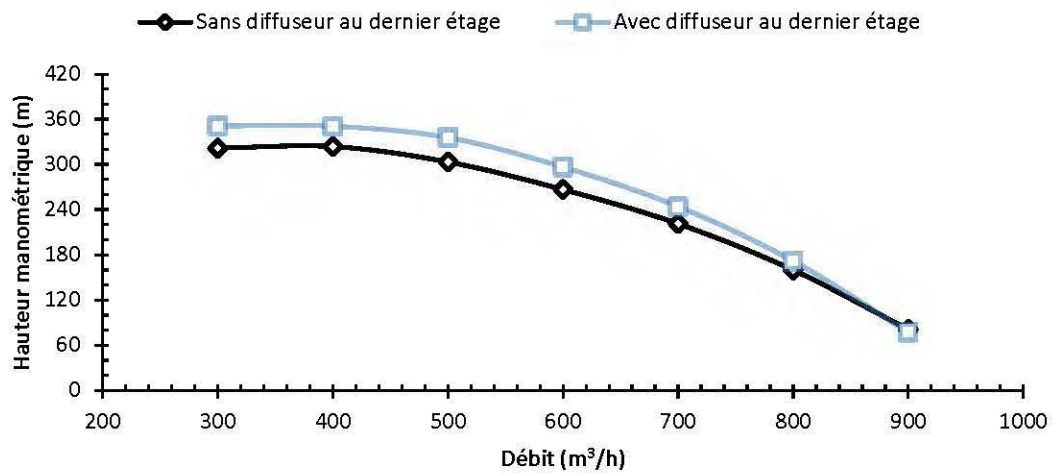


Figure 10.15: Hauteur manométrique en fonction du débit

De même, la figure 10.16 indique l'allure des courbes de la puissance à l'arbre de la pompe centrifuge multi-étage en fonction du débit. Les résultats obtenus montrent une consommation quasi identique pour les débits de 300 m³/h à 600 m³/h. Une légère augmentation de la puissance à l'arbre avec un diffuseur est observée au dernier étage pour les débits de 700 m³/h à 900 m³/h. Ceci est dû au besoin du moteur de fournir une plus grande puissance pour faire fonctionner la pompe avec un diffuseur au dernier étage.

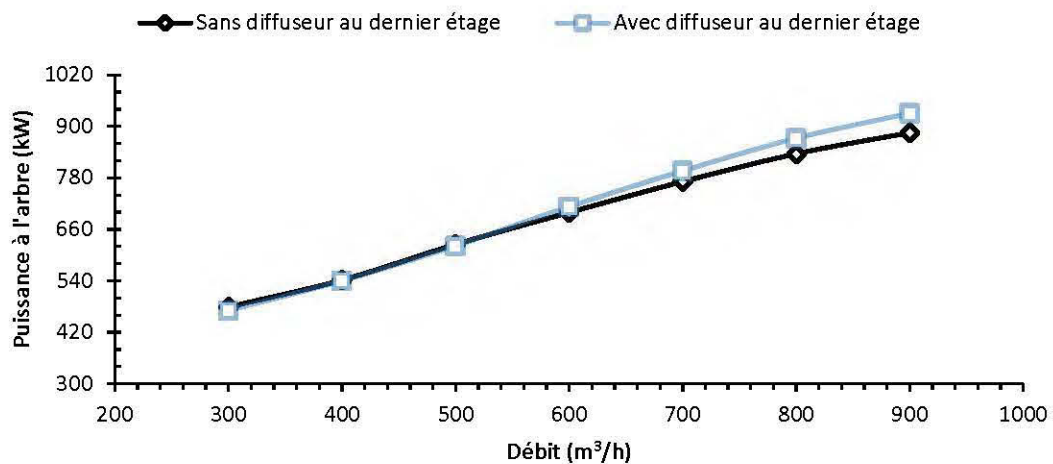


Figure 10.16: Puissance à l'arbre en fonction du débit

En outre, la figure 10.17 décrit le rendement de la pompe centrifuge multi-étage en fonction du débit. La performance de la pompe avec diffuseur au dernier étage est meilleure comparée à une pompe sans diffuseur au dernier étage. Cela confirme le rôle du diffuseur qui réduit la vitesse du fluide à la sortie de l'impulseur, provoquant ainsi une augmentation de la pression statique.

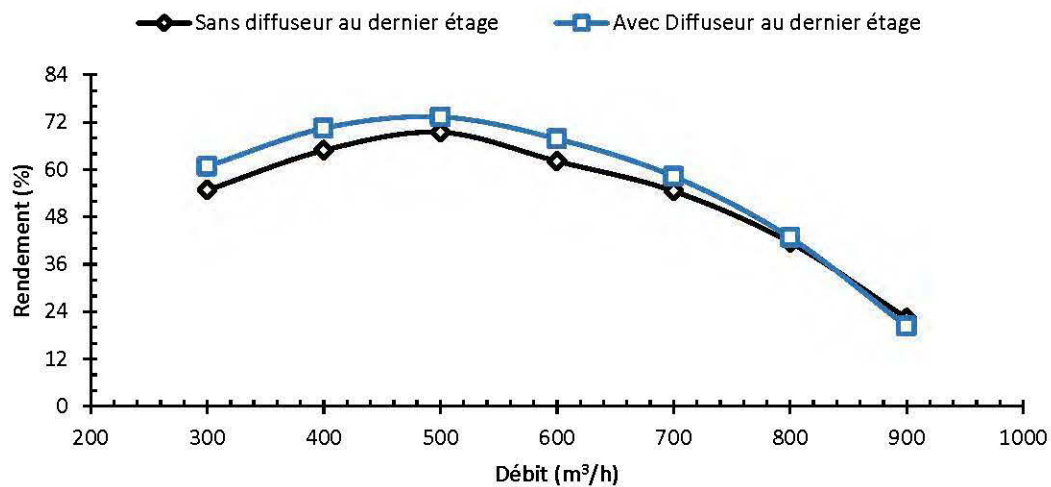


Figure 10.17: Rendement de la pompe en fonction du débit

Par ailleurs, la figure 10.18 donne les forces axiales dans la pompe centrifuge multi-étage par rapport au débit d'écoulement. Un plus grand impact des forces axiales sur la pompe sans diffuseur au dernier étage est observé. La force augmente avec l'accroissement de la pression, donc la pompe sans diffuseur au dernier étage est beaucoup plus sensible aux forces axiales.

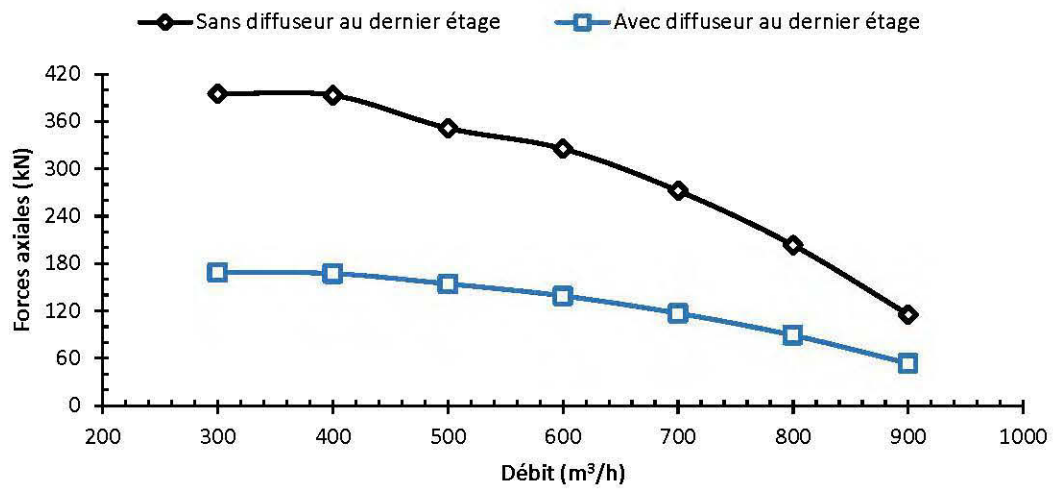


Figure 10.18: Forces axiales en fonction du débit

De plus, la figure 10.19 donne les forces radiales dans la pompe centrifuge multi-étage en fonction du débit. L'impact de la présence du diffuseur au dernier étage se fait ressentir sur l'importance des forces radiales qui s'exercent sur la pompe. Les allures des courbes montrent bien une augmentation des forces radiales avec un diffuseur au dernier étage de la pompe par rapport à l'absence de ce diffuseur pour les débits de 450 m³/h à 900 m³/h. Par ailleurs, les forces radiales sont élevées pour une pompe sans diffuseur au dernier étage aux débits de 300 m³/h à 450 m³/h. Le modèle sans diffuseur a moins de rendement mais il est beaucoup plus performant sur le plan de la résistance de la structure [33, 38].

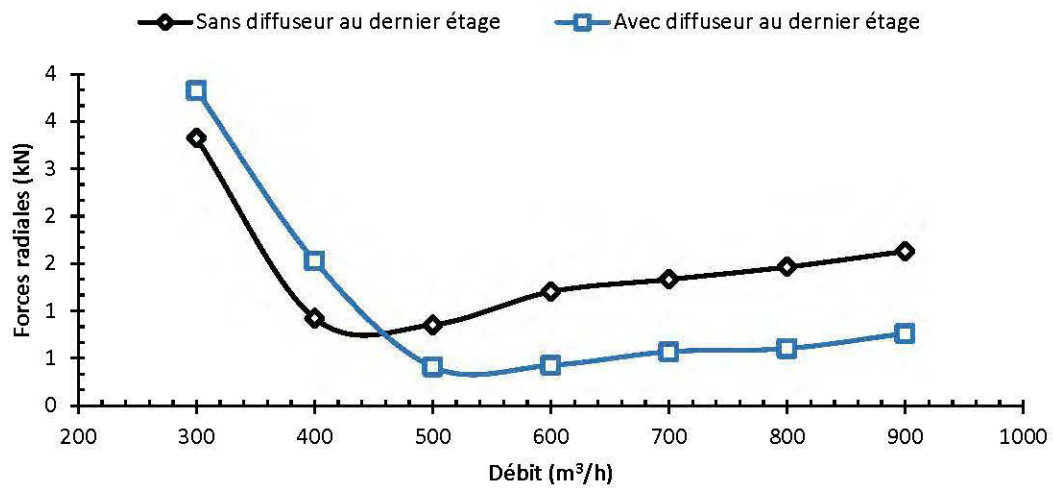
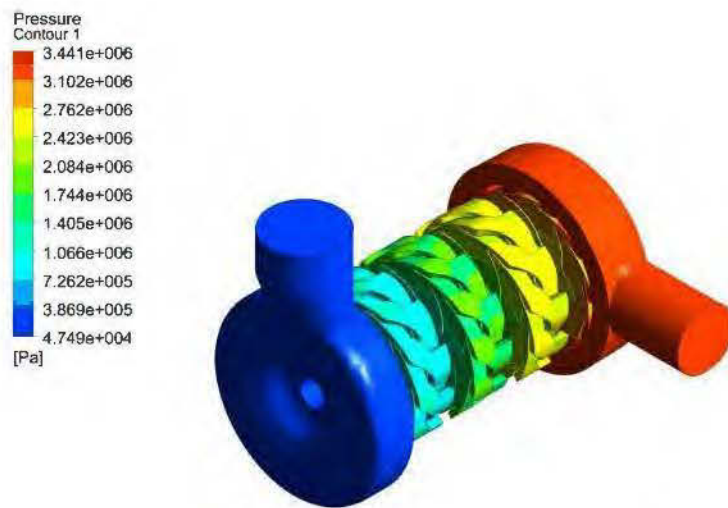


Figure 10.19: Forces radiales en fonction du débit

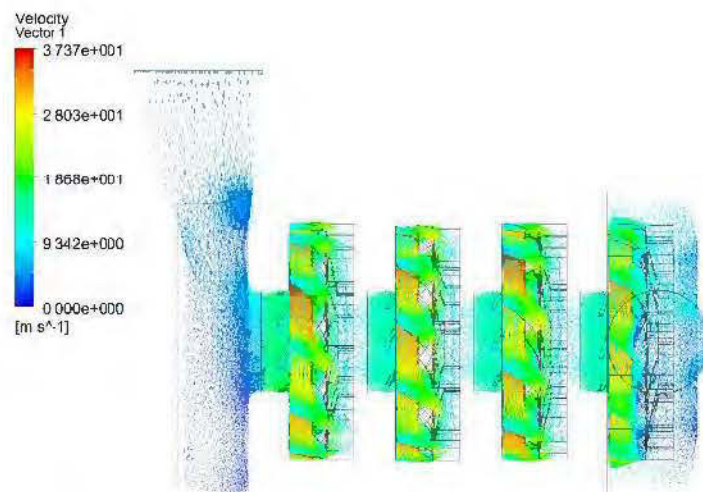
En outre, les figures 10.20, 10.21, 10.22 et 10.23 présentent les contours de pressions statiques et les vecteurs vitesses pour un débit de 600 m³/h de la pompe multi-étage avec et sans diffuseur au dernier étage. Les allures des contours de pressions montrent une légère différence de pression statique pour une pompe à 4 étages avec un diffuseur par rapport à une pompe sans diffuseur au dernier étage. Ceci est dû à la diminution de la vitesse moyenne dans la pompe avec diffuseur au dernier étage.



- a) 1^{er} étage, $\Delta P = 694492$ Pa b) 2^{ème} étage, $\Delta P = 712880$ Pa
c) 3^{ème} étage, $\Delta P = 714280$ Pa d) 4^{ème} étage, $\Delta P = 777270$ Pa

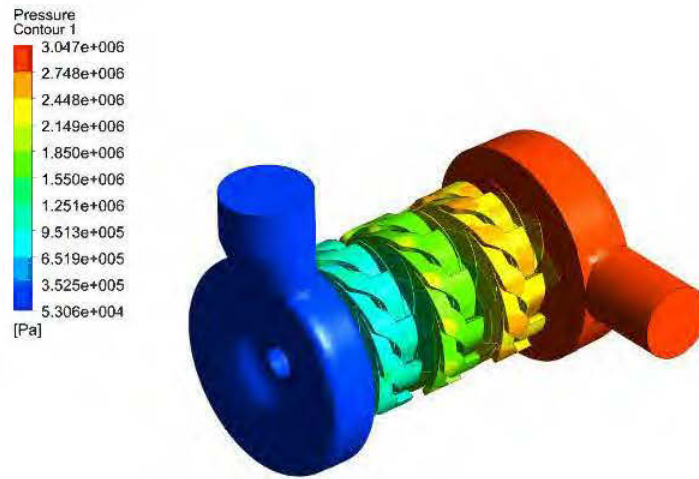
Avec diffuseur au dernier étage

Figure 10.20: Contours de pressions statiques pour un débit de 600 m³/h



$V_{\text{moy}} = 19,19$ m/s, avec diffuseur au dernier étage

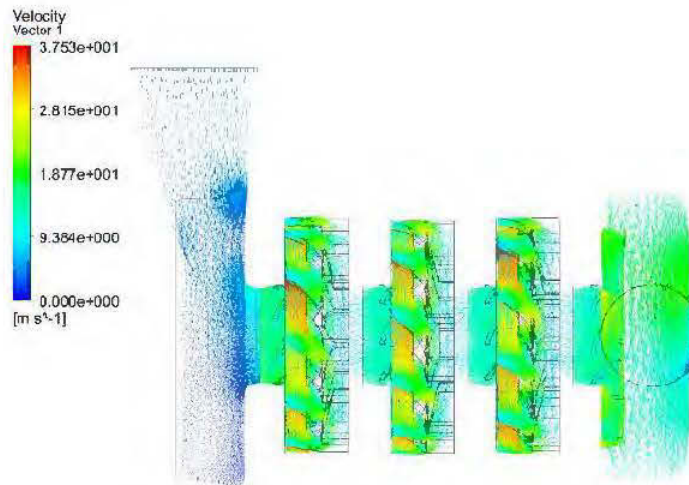
Figure 10.21: Vecteurs vitesses pour un débit de 600 m³/h



- a) 1^{er} étage, $\Delta P = 686151$ Pa b) 2^{ème} étage, $\Delta P = 712630$ Pa
c) 3^{ème} étage, $\Delta P = 713630$ Pa d) 4^{ème} étage, $\Delta P = 775820$ Pa

Sans diffuseur au dernier étage

Figure 10.22: Contours de pressions statiques pour un débit de $600 \text{ m}^3/\text{h}$



$V_{\text{moy}} = 19.26 \text{ m/s}$, sans diffuseur au dernier étage

Figure 10.23: Vecteurs vitesses pour un débit de $600 \text{ m}^3/\text{h}$

10.2.4 Effet de la vitesse de rotation de l'impulseur

Dans cette étude de cas, la vitesse de rotation de la pompe centrifuge multi-étage varie de 2300 tr/min à 2900 tr/min avec comme troisième paramètre la vitesse de rotation initiale de 1800 tr/min. Le but est de comparer et de prédire l'influence du changement de vitesse de rotation sur le comportement et les performances de la pompe centrifuge multi-étage. La figure 10.24 décrit des courbes qui montrent l'augmentation de la hauteur manométrique pour des vitesses de rotation plus grandes. Cela s'explique par l'acroissement de la vitesse qui excite les aubes de l'impulseur qui ont pour rôle la transformation de l'énergie cinétique en énergie potentielle, donc une augmentation de la pression statique. Les tendances reflètent la réalité dans une pompe centrifuge multi-étage à grande pression et puissance.

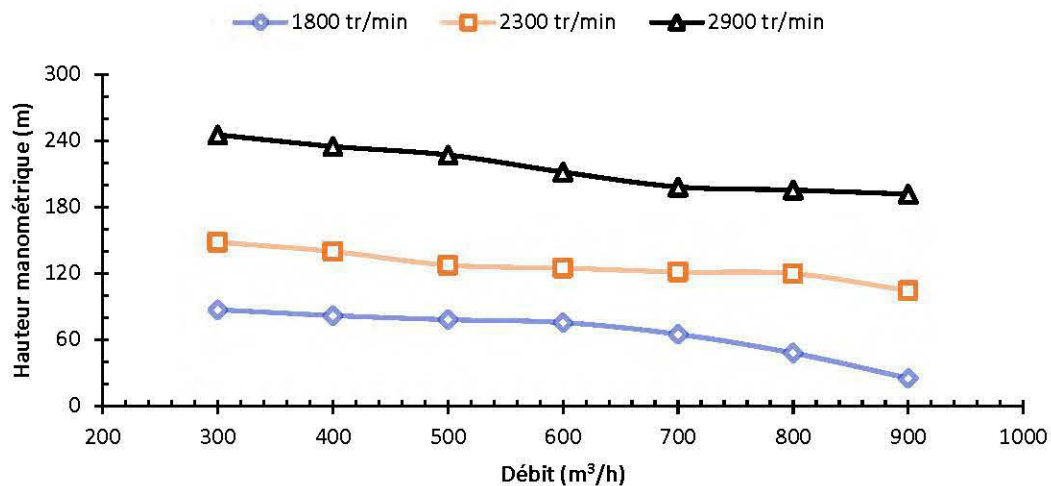


Figure 10.24: Hauteur manométrique en fonction du débit

En outre, la figure 10.25 montre la puissance à l'arbre en fonction du débit avec une variation de la vitesse de rotation de l'impulseur. Les paramètres du modèle de référence sont laissés comme tels. Une plus grande rotation de l'impulseur permet une

augmentation de la pression au sein de l'étage de la pompe centrifuge multi-étage qui nécessite une plus grande puissance pour faire tourner l'arbre de la pompe.

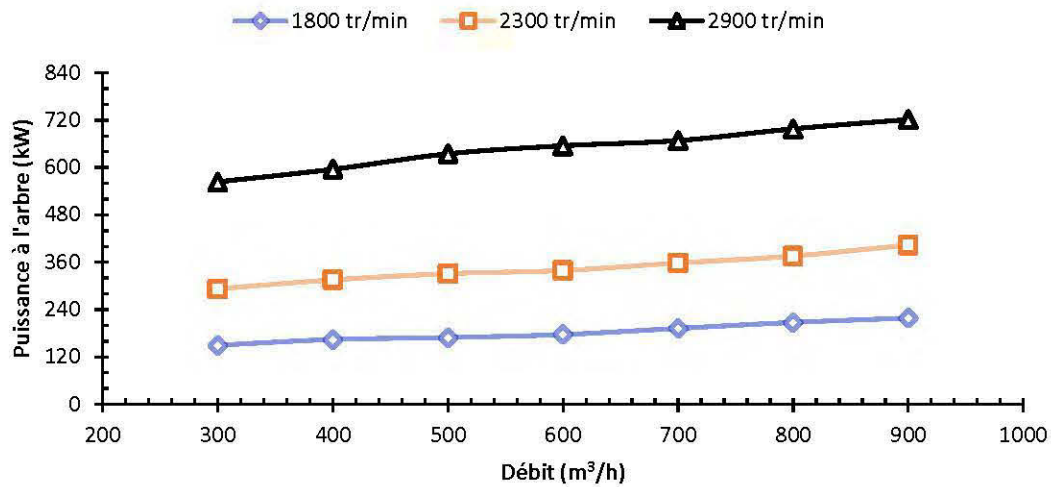


Figure 10.25: Puissance à l'arbre en fonction du débit

De plus, la figure 10.26 représente le rendement de la pompe centrifuge multi-étage à grande capacité en fonction du volume de l'écoulement. Les courbes ressorties montrent bien l'importance de la vitesse de rotation dans la performance d'une pompe centrifuge multi-étage. Dans ce cas, il est possible d'observer un plus grand rendement de la pompe à partir d'une vitesse de rotation plus petite de 1800 tr/min pour les débits de 300 m³/h à 600 m³/h et une baisse du rendement pour les débits de 700 m³/h à 900 m³/h pour la même vitesse de rotation. Par ailleurs, le rendement de la pompe centrifuge est plus ou moins constant pour les vitesses de rotation de 2300 tr/min et 2900 tr/min.

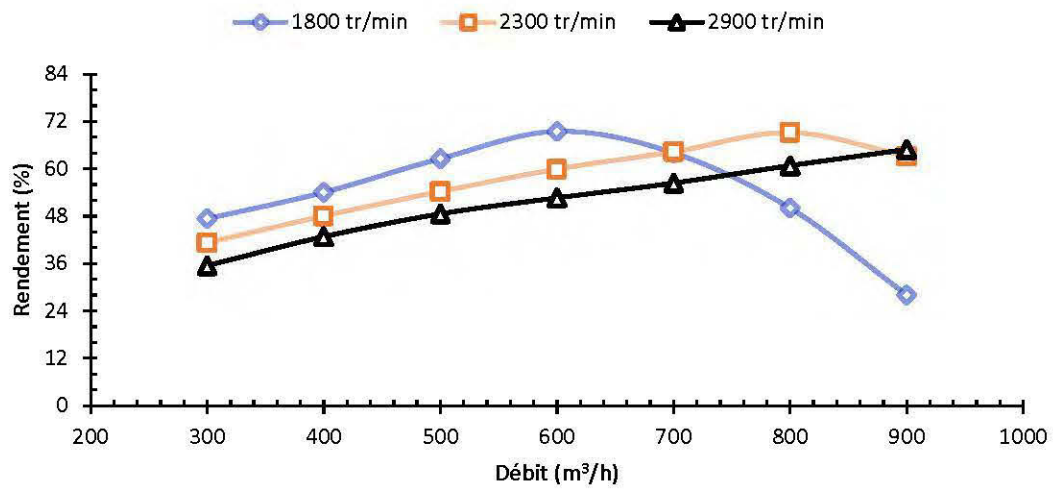


Figure 10.26: Rendement de la pompe en fonction du débit

De plus, la figure 10.27 indique l'influence de l'augmentation de la vitesse de rotation sur les forces axiales générées par la rotation de la pompe. Les courbes donnent les résultats escomptés dans la pompe centrifuge multi-étage. Cette différence de rotation donne au liquide une plus grande vitesse, donc une pression statique plus importante, ce qui implique des forces axiales pesantes dans la direction de l'écoulement et peut être dangereuse dans une pompe à haute pression et puissance.

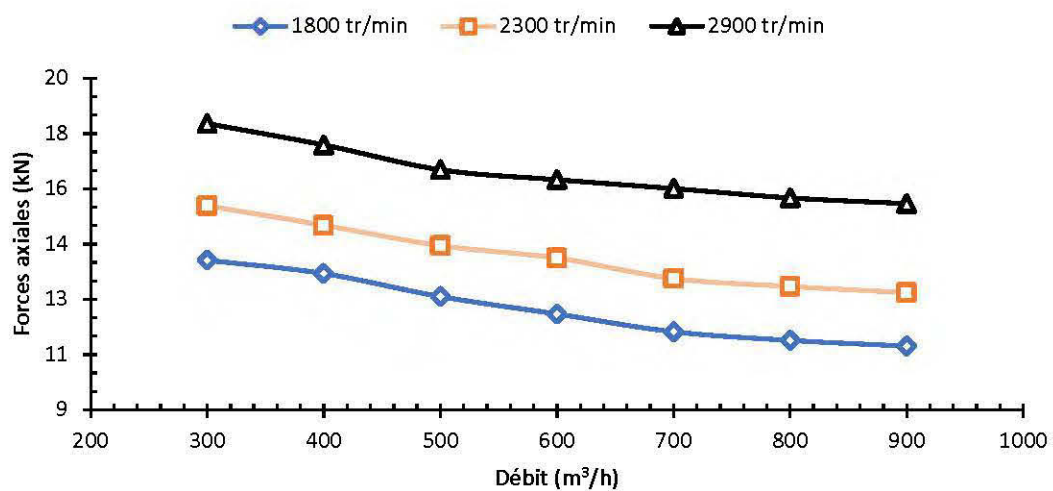


Figure 10.27: Forces axiales en fonction de débit

Par ailleurs, la figure 10.28 décrit la tendance des forces radiales dans la pompe et l'augmentation de la vitesse de rotation. Ces forces augmentent avec l'intensification de la vitesse à l'arbre due à la pression statique très élevée pour les vitesses de rotation plus grandes. De ce fait, les forces radiales sont beaucoup plus importantes comparées aux forces induites pour les petites vitesses de rotation.

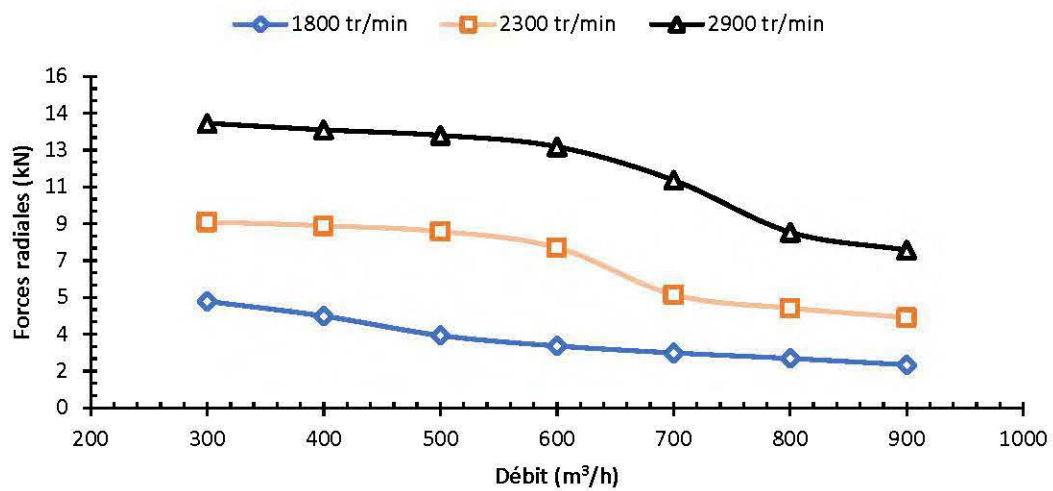
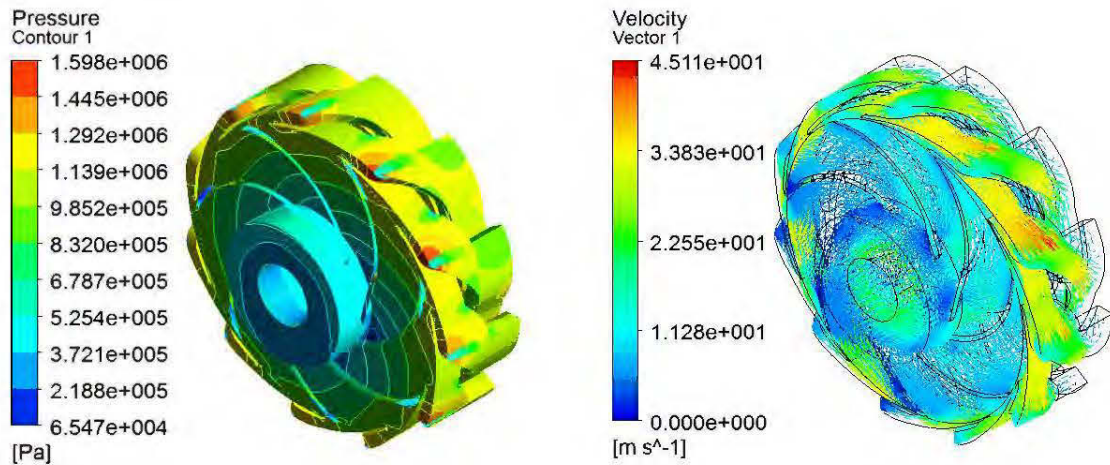
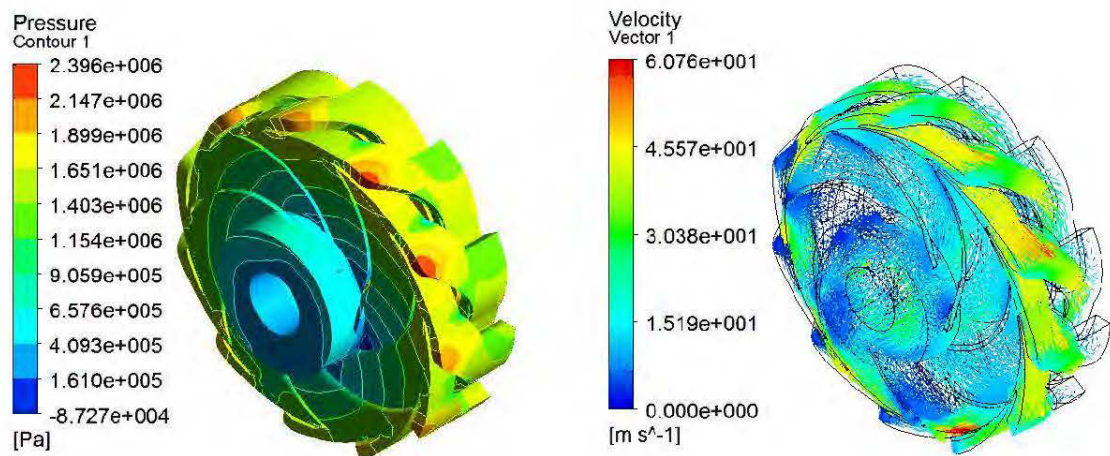


Figure 10.28: Forces radiales en fonction du débit

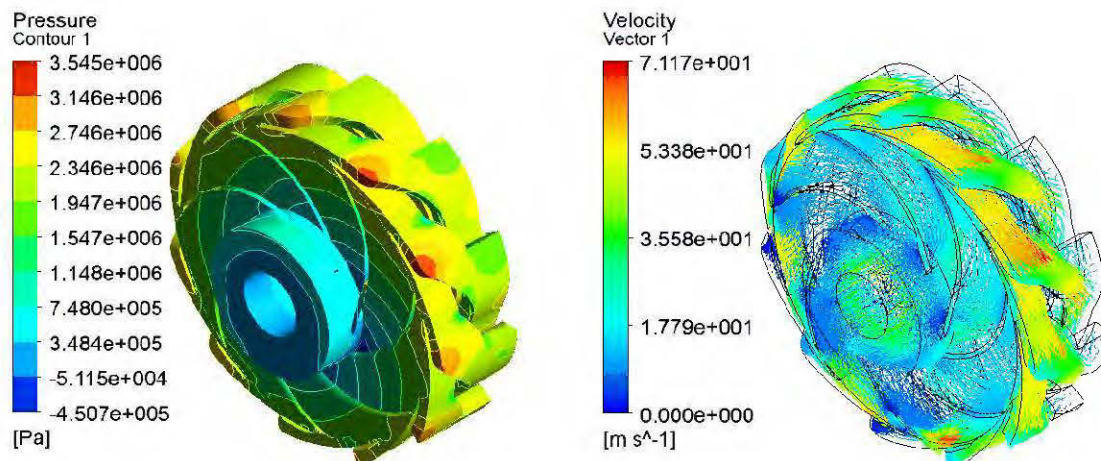
En outre, la figure 10.29 montre les contours de pressions et des vecteurs vitesses pour un débit de 600 m³/h pour les différentes vitesses de rotation de l'impulseur. Les contours de pression montrent une augmentation de la pression statique au fur à mesure que la vitesse de rotation augmente. La vitesse moyenne augmente aussi avec l'augmentation de la vitesse de rotation.



a) $N = 1800$, $\Delta p = 736727,4$ Pa, $v_{\text{moy}} = 21,86$ m/s



b) $N = 2300$, $\Delta p = 1167079$ Pa, $v_{\text{moy}} = 30,01$ m/s



c) $N = 2900$, $\Delta p = 1943673$ Pa, $v_{\text{moy}} = 39.026$ m/s

Figure 10.29: Contour de pressions statiques et vecteurs vitesses pour un débit de $600 \text{ m}^3/\text{h}$

10.2.5 Effet du nombre d'étages sur la pompe centrifuge multi-étage

Afin d'examiner l'impact du nombre d'étages sur les performances de la pompe centrifuge multi-étage, des pompes de 2, 3 et 4 étages ont été considérées. La figure 10.30 indique les tendances obtenues qui confirment l'augmentation de la hauteur manométrique à chaque ajout d'un étage.

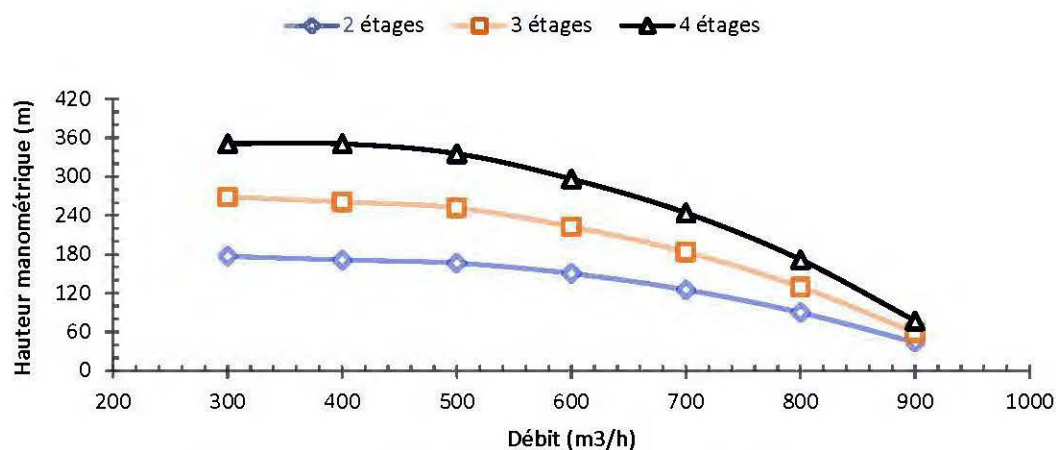


Figure 10.30: Hauteur manométrique en fonction du débit

En outre, la figure 10.31 représente la puissance à l'arbre en fonction du débit d'écoulement. Les allures des courbes expliquent l'élévation de la puissance de la pompe au fur et à mesure que le nombre d'étages croît. À chaque ajout d'étage, le moteur fournit plus de puissance pour entraîner la pompe.

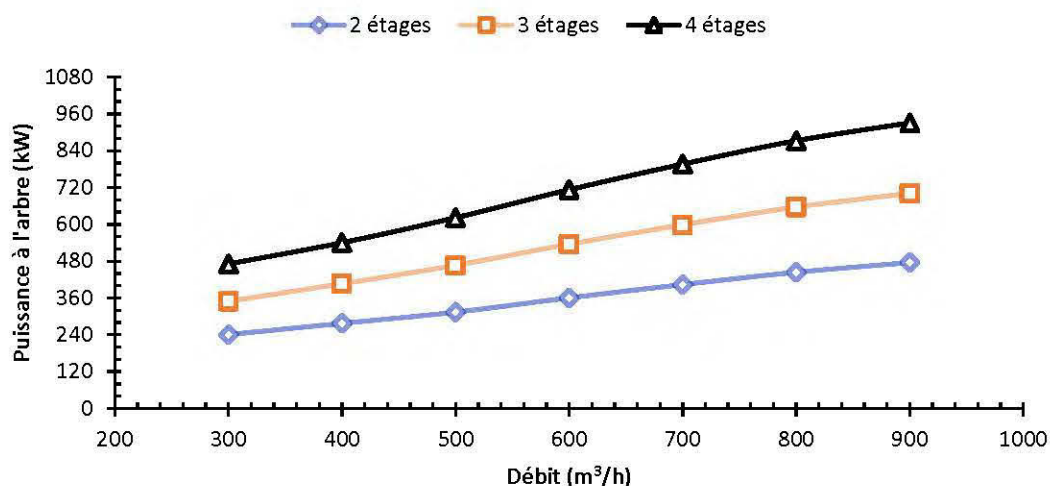


Figure 10.31: Puissance à l'arbre en fonction du débit

Par ailleurs, la figure 10.32 montre le rendement de la pompe centrifuge dans les différents étages. Il est possible d'observer un rendement similaire sur tous les étages de la pompe, dû à l'augmentation de la hauteur manométrique. De ce fait, la puissance à l'arbre augmente aussi, ce qui donne un rendement constant même en ajoutant plusieurs étages à la pompe.

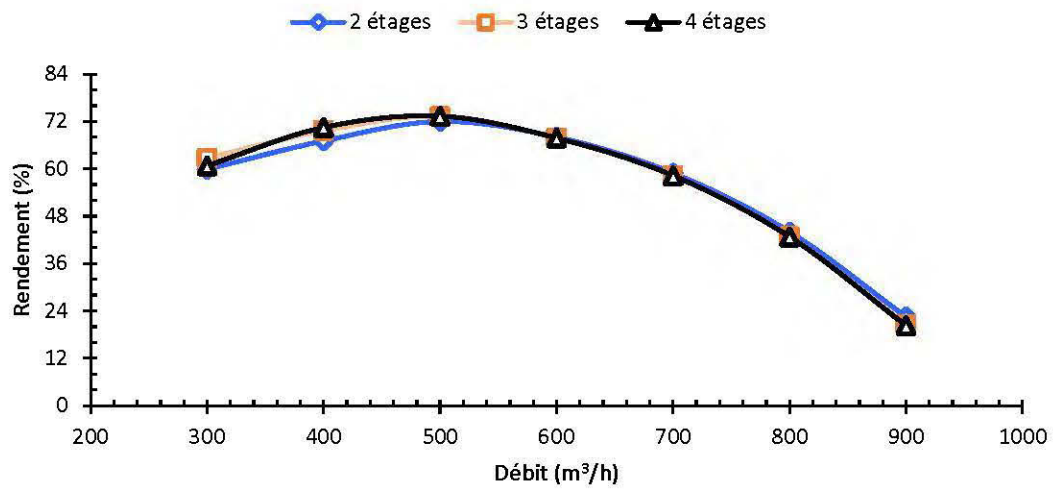


Figure 10.32: Rendement de la pompe en fonction du débit

De plus, selon la figure 10.33, les forces axiales augmentent du fait de l'importance de la poussée hydraulique axiale appliquée lors de l'aspiration; essentiellement, les différences importantes de rotation du liquide à l'entrée et à la sortie de l'impulseur sont causées par les différentes directions du liquide au refoulement dans une pompe à plusieurs étages. Ce comportement des forces axiales croît avec l'addition des charges à chaque ajout d'un étage.

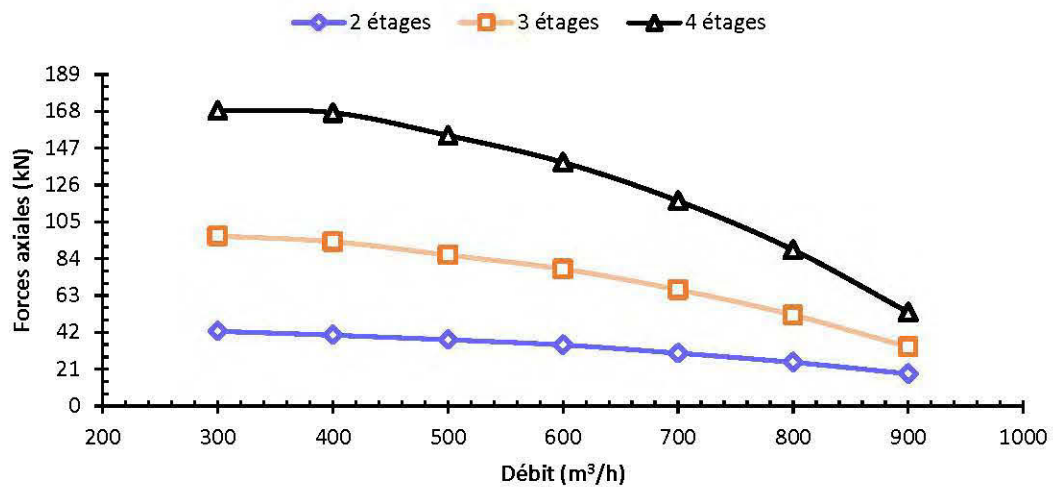


Figure 10.33: Forces axiales en fonction du débit

Par ailleurs, la figure 10.34 montre l'évolution des forces radiales dans la pompe centrifuge multi-étage. Les forces radiales sont élevées pour les petits débits entre 300 m³/h et 500 m³/h causées par des pressions statiques importantes pour cette tranche de débits. Ces forces radiales se stabilisent avec l'augmentation des débits jusqu'à 900 m³/h.

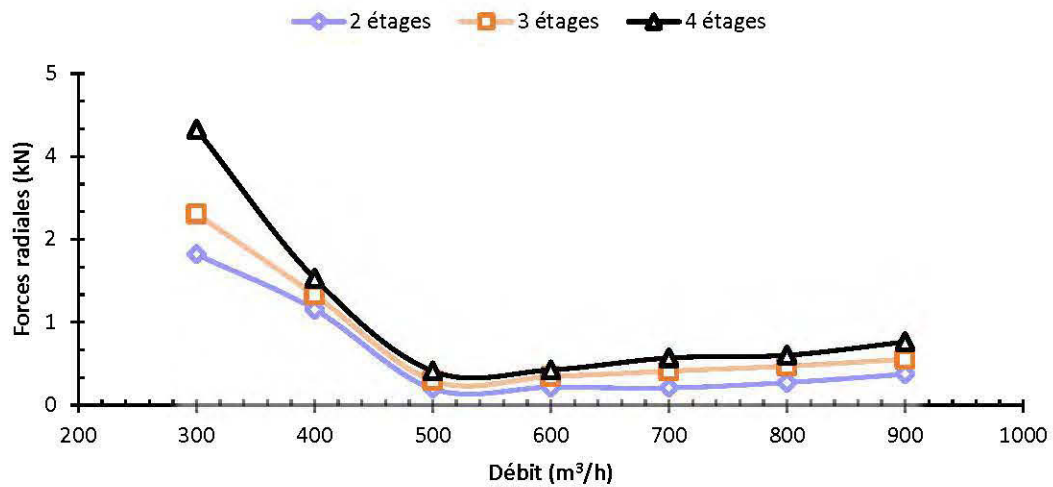
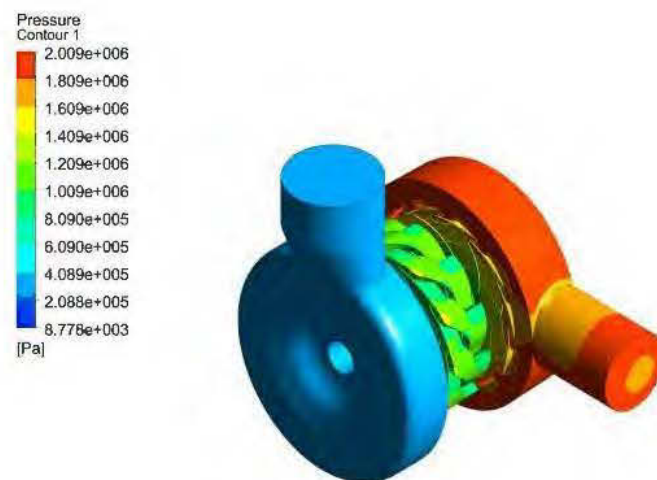


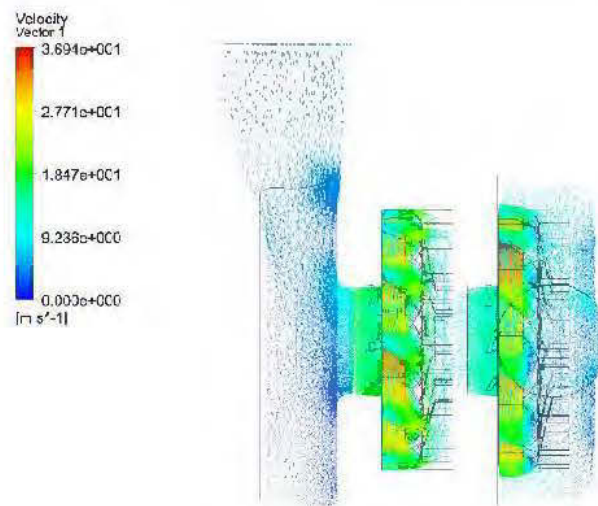
Figure 10.34: Forces radiales en fonction du débit

De plus, les figures 10.35, 10.36, 10.37, 10.38, 10.39 et 10.40 indiquent les contours de pressions statiques et de vecteurs vitesses pour un débit de 600 m³/h respectivement pour 2 étages, 3 étages et 4 étages. Les contours de pression montrent que à chaque ajout du nombre d'étages de pompe, la pression croît. Par contre, la vitesse de l'écoulement diminue suite à l'acroissement de la pression statique.



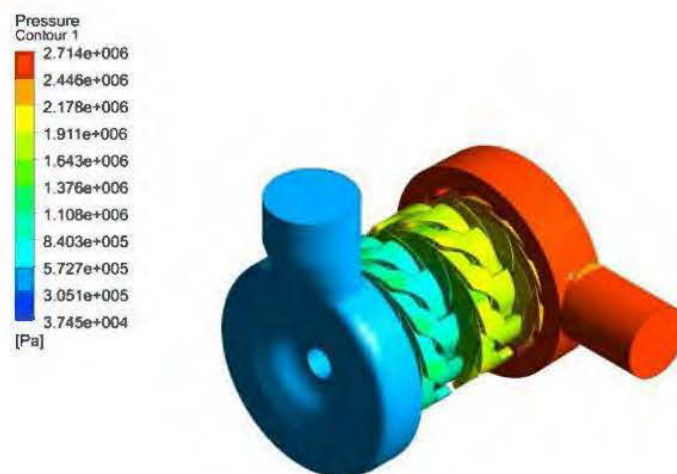
a) 1^{er} étage, $\Delta p = 695250$ Pa b) 2^{ème} étage, $\Delta p = 775670$ Pa

Figure 10.35: Contours de pressions statiques pour un débit de 600 m³/h



$V_{\text{moy}} = 19,26$ m/s

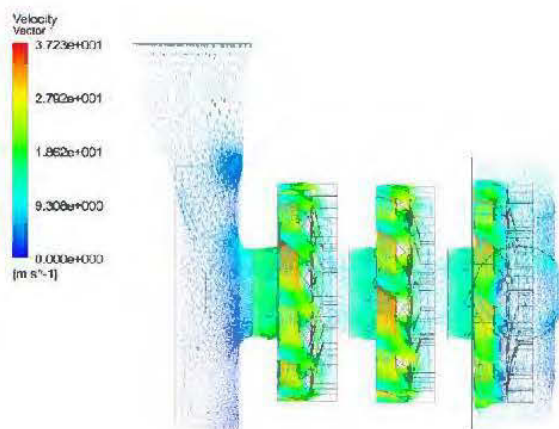
Figure 10.36: Vecteurs vitesses pour un débit de 600 m³/h



1^{er} étage, $\Delta p = 692587$ Pa b) 2^{ème} étage, $\Delta p = 711180$ Pa

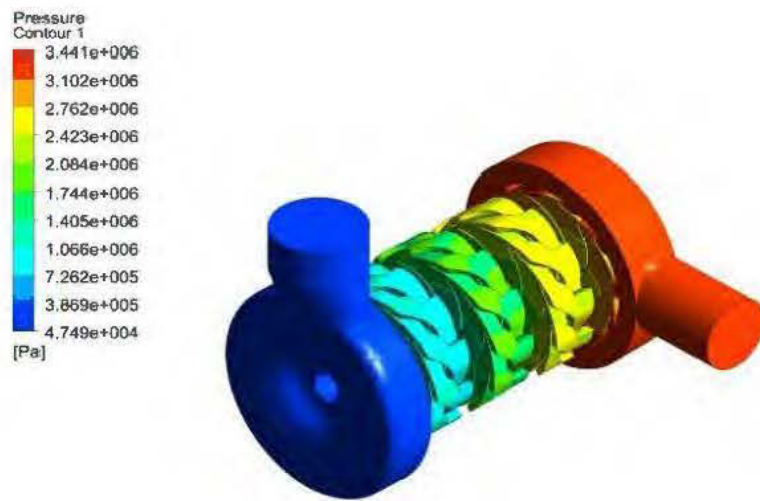
3^{ème} étage, $\Delta p = 772330$ Pa

Figure 10.37: Contours de pressions statiques pour un débit de $600 \text{ m}^3/\text{h}$



$V_{\text{moy}} = 19.09 \text{ m/s}$

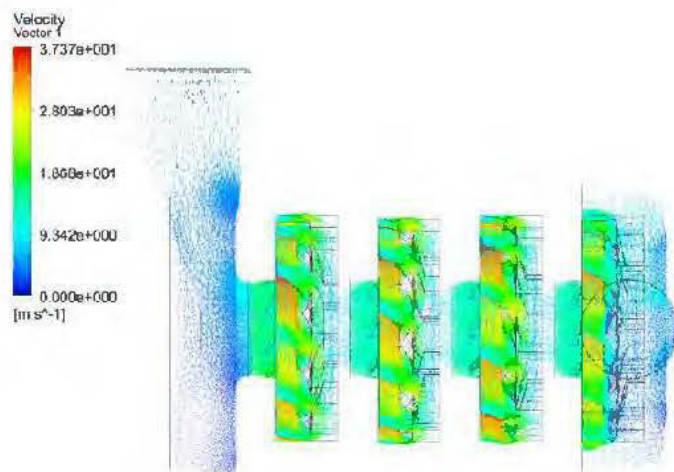
Figure 10.38: Vecteurs vitesses pour un débit de $600 \text{ m}^3/\text{h}$



a) 1^{er} étage, $\Delta p = 694492 \text{ Pa}$ b) 2^{ème} étage, $\Delta p = 712880 \text{ Pa}$

c) 3^{ème} étage, $\Delta p = 714280 \text{ Pa}$ d) 4^{ème} étage, $\Delta p = 777270 \text{ Pa}$

Figure 10.39: Contours de pressions statiques pour un débit de $600 \text{ m}^3/\text{h}$



$$V_{\text{moy}} = 19.01 \text{ m/s}$$

Figure 10.40: Vecteurs vitesses pour un débit de $600 \text{ m}^3/\text{h}$

10.2.6 Effet des contraintes et des déformations pour une pompe centrifuge à un étage

La modélisation de la pompe centrifuge comportant un étage est faite. Contrairement aux paramètres hydrauliques, l'analyse des sollicitations mécaniques est menée sur le modèle solide illustré sur la figure 10.41.

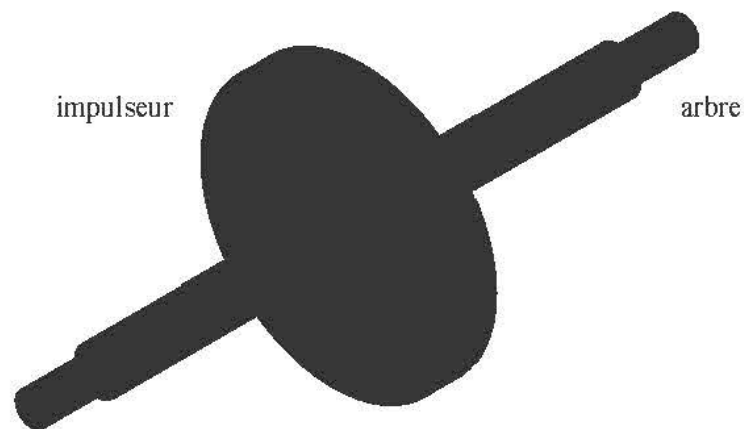


Figure 10.41: Arbre muni d'un impulseur

Les résultats des pressions internes de l'impulseur obtenues à partir des simulations du modèle fluide sont utilisés comme des données pour calculer les contraintes et les déformations le long de l'arbre et de l'impulseur. Les paramètres utilisés dans l'étude sont les suivants :

- Les pressions internes de l'impulseur, importées à partir des résultats d'ANSYS CFX.
- La vitesse de rotation de l'arbre.
- Les forces axiales et radiales.

Pour mieux comprendre l'effet de la contrainte sur la performance de la pompe centrifuge multi-étage, l'observation de la figure 10.42 montre la contrainte, la force radiale et la hauteur manométrique par rapport au débit volumétrique. Les tendances de la hauteur et de la contrainte sont opposées. En d'autres termes, lorsque la hauteur décroît, les contraintes augmentent avec le débit. En effet, à des débits élevés, l'arbre est beaucoup plus sollicité et la puissance à l'arbre augmente. Cette combinaison donne des contraintes importantes résultant du couple de torsion élevé. Par ailleurs, au débit de 400 m³/h, qui correspond à la hauteur manométrique de 82.74 m, les contraintes sont minimales. Ce point peut être le point de fonctionnement, compte tenu de l'analyse des contraintes. Les résultats sont confortés dans le chapitre validation.

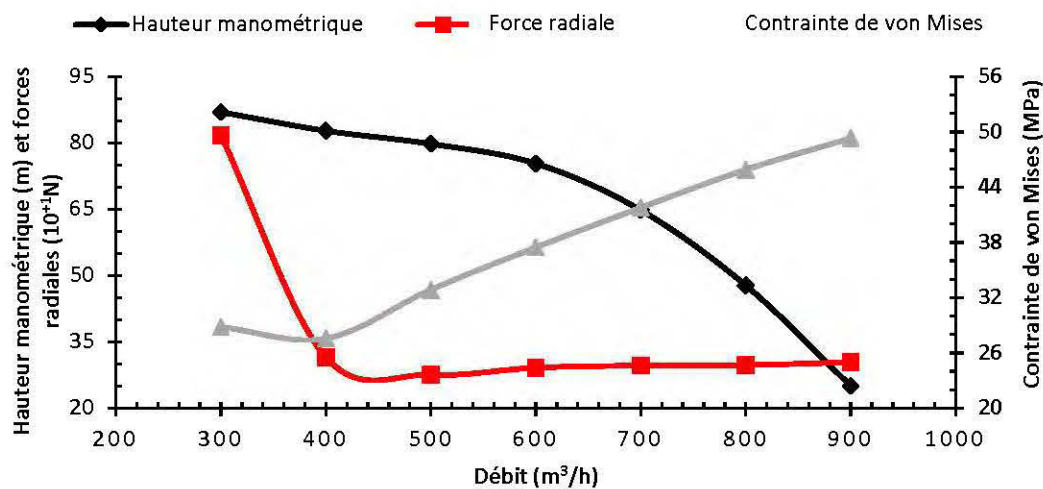


Figure 10.42: Contrainte de von Mises, force radiale et hauteur manométrique en fonction du débit

Entre outre, la figure 10.43 indique les contraintes, les forces radiales et la puissance à l'arbre en fonction du débit. Selon les tendances observées, les contraintes à l'arbre croît avec l'augmentation de la puissance à l'arbre, du fait de couple du torsion important exercée sur l'arbre. L'acroissement du débit intensifie le couple au niveau

du moteur qui entraîne de grandes contraintes sur l'arbre de la pompe centrifuge multi-étage.

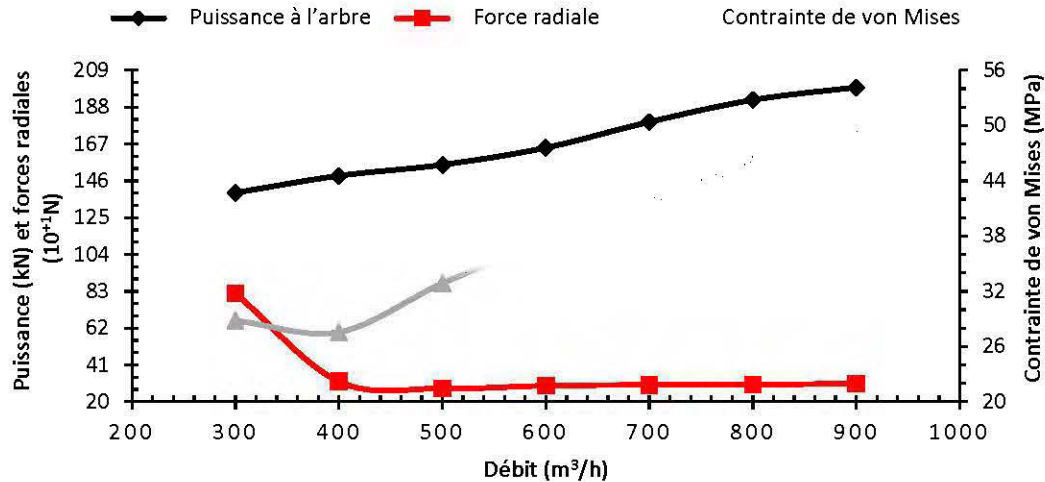


Figure 10.43: Contrainte de von Mises, force radiale et puissance à l'arbre en fonction du débit

Additionnellement, la figure 10.44 présente les courbes de la contrainte, de la force radiale et du rendement de la pompe par rapport au débit d'écoulement. Le rendement de la pompe est élevé pour les petits débits d'écoulement de 300 m³/h à 500 m³/h, là où les contraintes sont moins importantes. Le rendement chute pour les grands débits d'écoulement en présence de fortes contraintes à cette fourchette de fonctionnement entre le débit de 600 m³/h et 900 m³/h. Ceci s'explique par un couple de torsion qui augmente progressivement avec l'augmentation du débit et donne des contraintes plus élevées pour les grands écoulements. Ce qui amène à souligner que le rendement de la pompe centrifuge multi-étage diminue considérablement en présence de fortes contraintes. De ce fait, le choix des matériaux de conception est très important avec une prise en considération des contraintes pour le dimensionnement des paliers et de l'arbre.

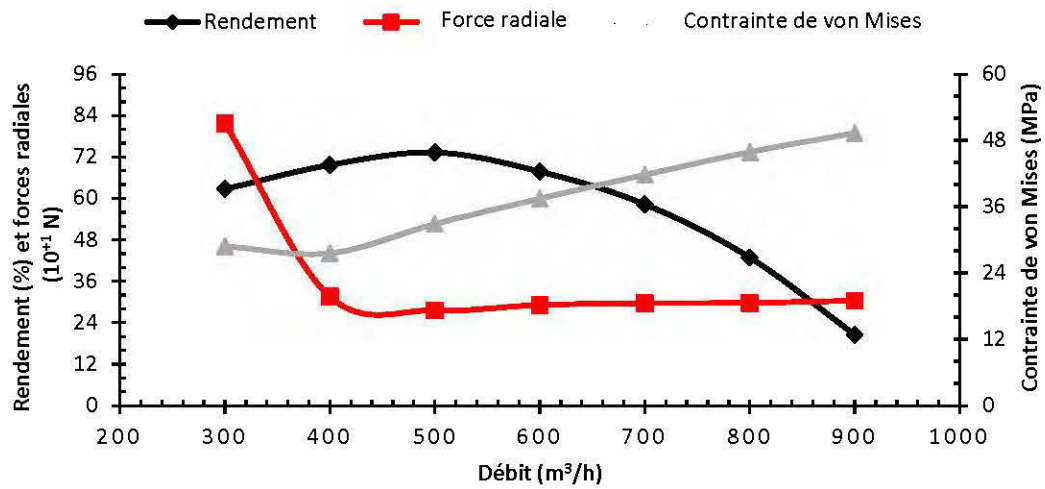


Figure 10.44: Contrainte de von Mises, force radiale et rendement en fonction du débit

Par ailleurs, la figure 10.45 montre la déformation, la force radiale et la hauteur manométrique à l'arbre par rapport au débit. Les déformations de l'arbre sont dues essentiellement aux forces radiales, donnant ainsi un moment de flexion qui s'exerce sur les paliers. L'allure de la courbe donne un point à $300 \text{ m}^3/\text{h}$ avec des déformations très fortes causées par des forces radiales élevées. Ceci est la conséquence de la forte pression statique à l'intérieur de l'impulseur. En théorie, le fonctionnement de la pompe au débit de $300 \text{ m}^3/\text{h}$ est critique. À partir de $400 \text{ m}^3/\text{h}$ à $900 \text{ m}^3/\text{h}$, les déformations deviennent moins significatives. Cela s'explique par des forces radiales moins importantes. L'analyse des déformations et de la hauteur manométrique de la pompe donne une conclusion claire sur le fait que les déformations dans cette étude ont une influence minimale sur le fonctionnement de la pompe centrifuge multi-étage.

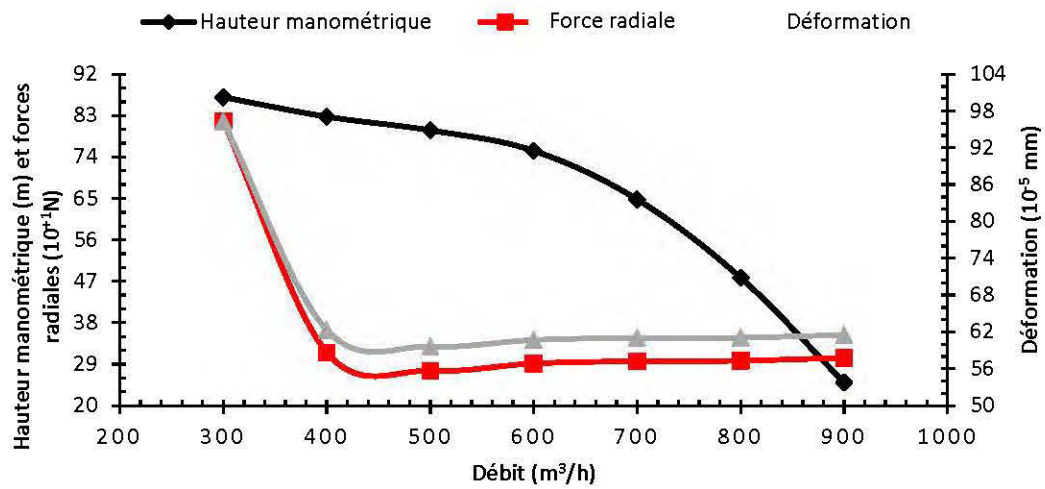


Figure 10.45: Déformation, force radiale et hauteur manométrique en fonction du débit

De plus, selon la figure 10.46, la déformation, la force radiale et la puissance à l'arbre sont montrées en fonction de débit. Les déformations se stabilisent à partir de 400 m³/h jusqu'à 900 m³/h avec une augmentation de la puissance fournie par le moteur. Au débit 300 m³/h, les déformations sont importantes par rapport aux autres débits. Ce constat est dû par la forte présence des forces radiales suite à la pression statique très importante à ce débit.

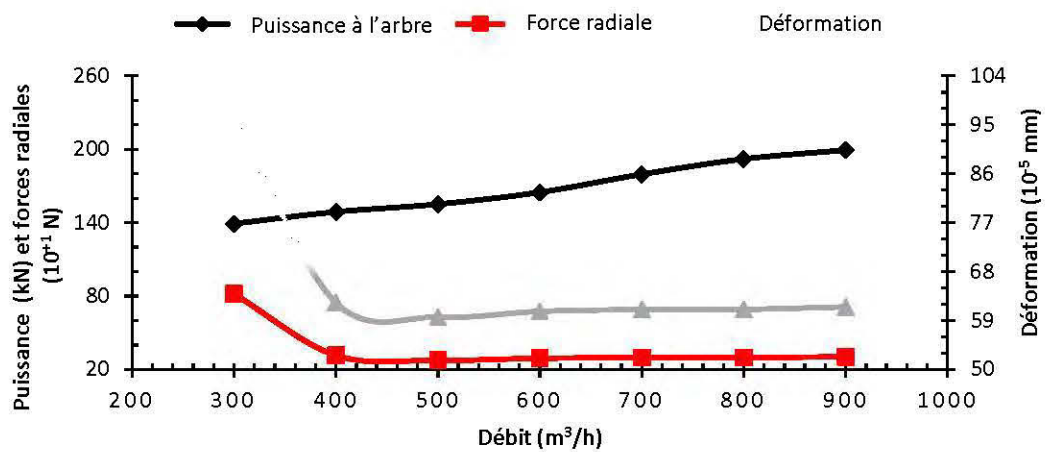


Figure 10.46: Déformation, force radiale et puissance à l'arbre en fonction du débit

De même, pour l'influence de la déformation et de la force radiale sur le rendement de la pompe centrifuge multi-étage, les tendances de la figure 10.47 montrent des déformations importantes au premier débit d'écoulement à 300 m³/h avec un rendement de 63% causées par des fortes forces radiales à ce débit d'écoulement causant ainsi un moment de flexion important. En outre, une diminution et une stabilisation des déformations à partir de 400 m³/h jusqu'à 900 m³/h accompagnée d'une diminution du rendement à cause des faibles forces radiales. Ces tendances et remarques donnent une idée générale sur l'influence des déformations sur l'arbre de la pompe centrifuge multi-étage ainsi que l'effet de l'importance des forces radiales sur le comportement de la pompe.

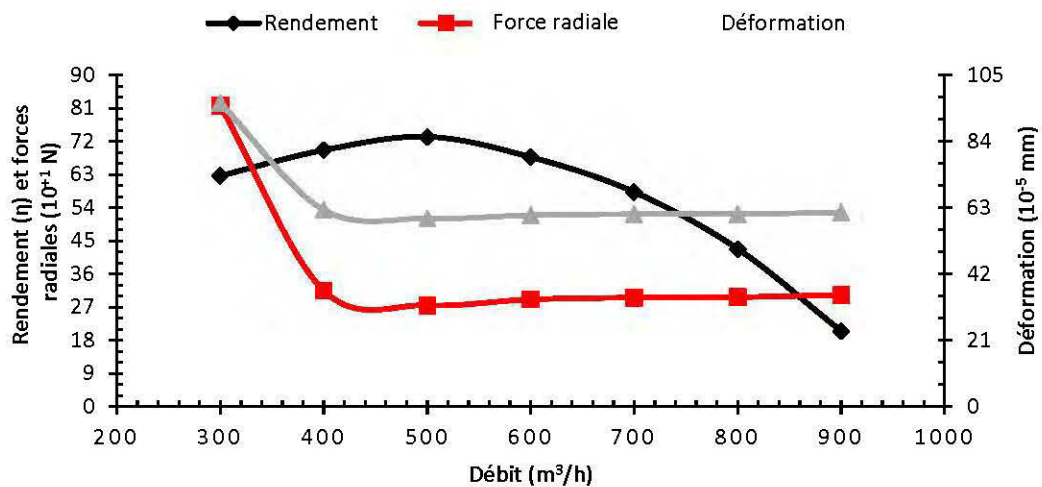


Figure 10.47: Déformation, force radiale et rendement en fonction du débit

Par ailleurs, les figures 10.48 et 10.49 indiquent respectivement les contours de contraintes et de déformations pour un débit de 500 m³/h. L'observation de ces contours montre une concentration des contraintes et des déformations au milieu de l'arbre due aux forces radiales et au poids net de l'impulseur qui agissent sur l'arbre.

B: Structure statique
 Contrainte équivalente
 Type: Contrainte équivalente (Von-Mises)
 Unité: Pa
 Temps: 1
 2017-12-07 01:23

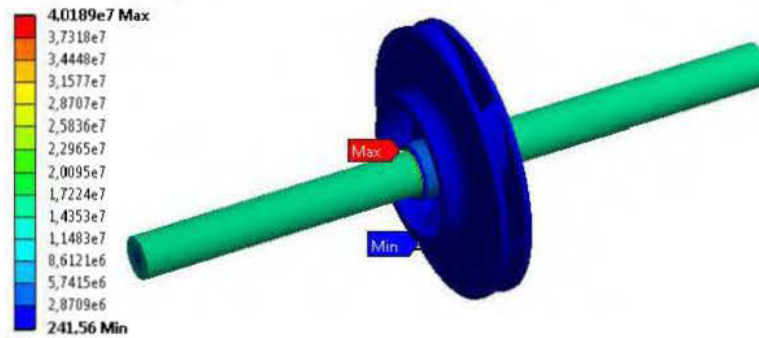


Figure 10.48: Contours de contraintes pour un débit de $500 \text{ m}^3/\text{h}$

B: Structure statique
 Déformation élastique équivalente
 Type: Déformation élastique équivalente
 Unité: m/m
 Temps: 1
 2017-12-07 01:25

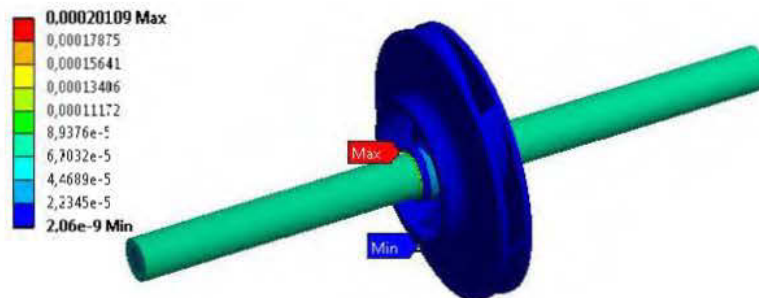


Figure 10.49: Contours de déformations pour un débit de $500 \text{ m}^3/\text{h}$

10.2.7 Effet des contraintes et des déformations pour une pompe centrifuge à 4 étages

Dans le but de valider le résultat des effets des contraintes et des déformations obtenus précédemment sur un étage de la pompe. La même étude des effets est accomplie sur l'ensemble de la pompe centrifuge à 4 étages en conservant les mêmes paramètres de références. Les conditions aux limites pour les simulations numériques sont identiques. Les pressions internes dans les étages, et les forces axiales et radiales induites par la poussée de l'eau sont utilisées.

La figure 10.50 indique l'effet de la contrainte et de la force radiale à 4 étages sur la hauteur manométrique de la pompe à 4 étages. Comme constaté pour un étage de pompe, les contraintes augmentent avec la diminution de la hauteur manométrique due aux forces radiales qui suivent la même tendance des contraintes. Ces résultats sont la cause des poussées radiales importantes pour les grands débits. Pour le débit de 400 m³/h, les contraintes sont minimales et augmentent à partir de 500 m³/h à 900 m³/h coïncidant avec l'augmentation de forces radiales et avec une diminution de la hauteur manométrique pour la pompe centrifuge à 4 étages.

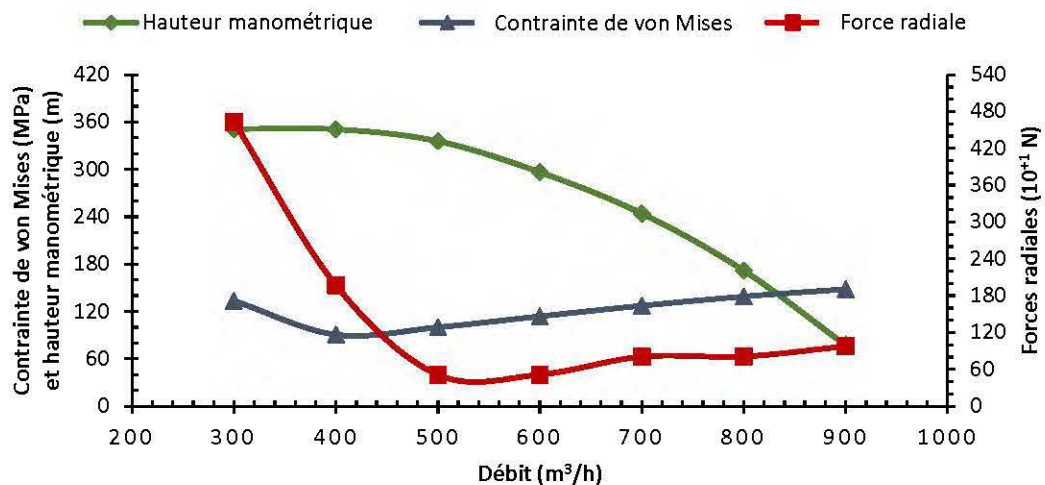


Figure 10.50: Contrainte de von Mises, force radiale et hauteur manométrique en fonction du débit

De plus, la figure 10.51 indique l'effet de la contrainte et de la force radiale sur la puissance à l'arbre de la pompe. Aux débits de 300 m³/h à 400 m³/h, la puissance à l'arbre augmente avec la diminution des contraintes et des forces radiales. Cela s'explique par la présence de fortes forces radiales dues aux fortes pressions statiques. L'influence du couple de torsion est minime dans ce cas. D'autre part, à partir de 500 m³/h, la puissance à l'arbre augmente avec l'intensification des contraintes et des forces radiales.

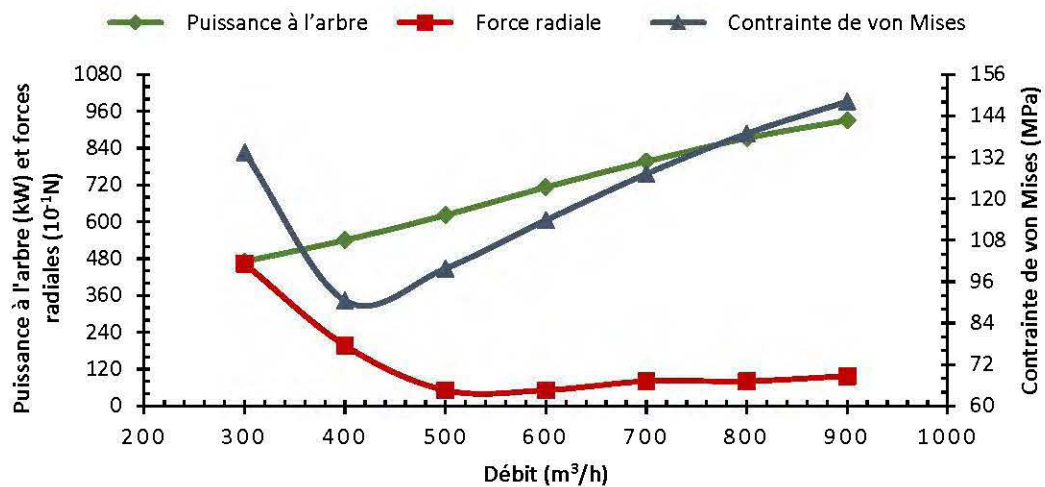


Figure 10.51: Contrainte de von Mises, force radiale et puissance à l'arbre en fonction du débit

Entre outre, la figure 10.52 présente le rendement de la pompe centrifuge à 4 étages sous les effets de la force radiale et de la contrainte. Les allures des courbes donnent un rendement maximal à 500 m³/h pour des contraintes et des forces radiales minimales. Quand le rendement baisse, les contraintes et les forces radiales augmentent.

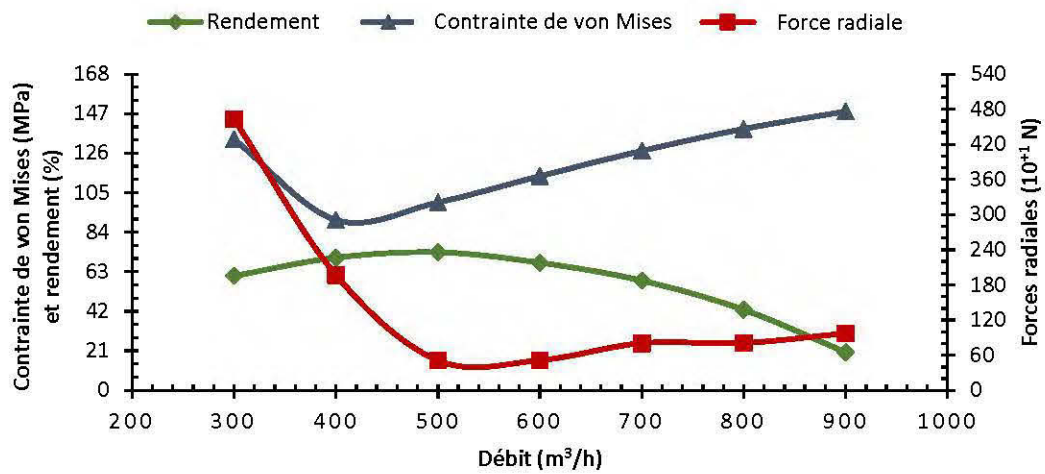


Figure 10.52: Contrainte de von Mises, force radiale et rendement en fonction du débit

Par ailleurs, l'effet de la déformation et de la force radiale sur la hauteur manométrique sur la hauteur manométrique de la pompe centrifuge à 4 étages est étudié. La figure 10.53 montre cet effet par rapport au débit. Les déformations sont moins élevées au débit de 400 m³/h et les forces radiales sont moins importantes au débit de 500 m³/h. Les déformations et les forces radiales augmentent pour les grands débits à partir de 600 m³/h avec une baisse de la hauteur manométrique.

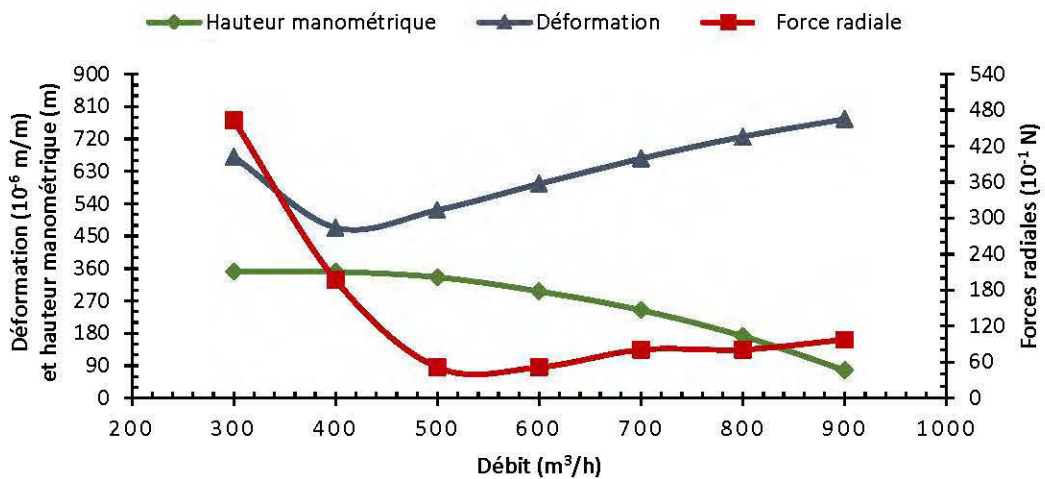


Figure 10.53: Déformation, force radiale et hauteur manométrique en fonction du débit

Additionnellement, la figure 10.54 montre la déformation, la force radiale et la puissance à l'arbre en fonction du débit pour la pompe centrifuge à 4 étages. Au premier débit de 300 m³/h, la déformation et la force radiale sont élevées. Elles diminuent par la suite et augmentent avec le débit comme la puissance à l'arbre. L'effet du couple de torsion est remarquable sur l'arbre pour les grands débits de refoulement dû à la sollicitation au niveau du moteur donc en puissance à l'arbre.

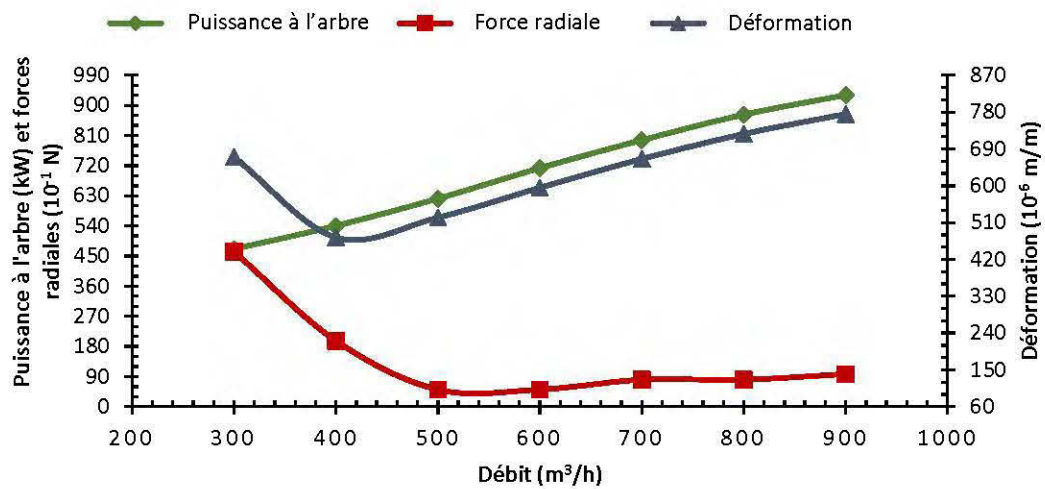


Figure 10.54: Déformation, force radiale et puissance à l'arbre en fonction du débit

Entre outre, la figure 10.55 indique l'effet de la déformation et de la force radiale sur le rendement de la pompe centrifuge à 4 étages. La même tendance se dégage comparativement aux résultats pour un étage de la pompe. La déformation et la force radiale sont faibles au rendement maximal et augmentent avec l'intensification du débit correspondant à la diminution du rendement. Les résultats pour la pompe centrifuge à 4 étages sont conformes aux résultats existant dans la littérature [21, 34].

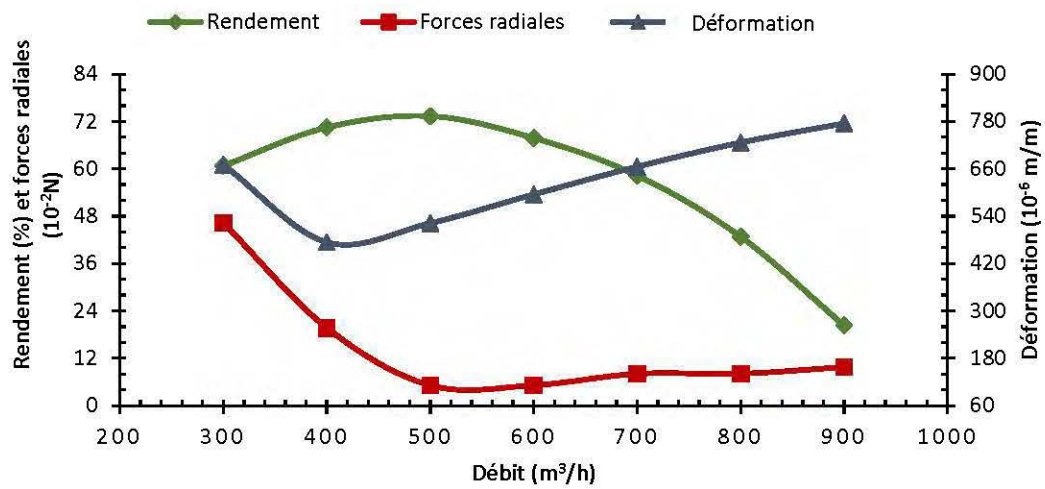


Figure 10.55: Déformations, forces radiales et rendement en fonction du débit

De plus, le facteur de sécurité et les performances de la pompe à 4 étages sont montrés à la figure 10.56. Le facteur de sécurité suit la tendance du rendement de la pompe. Il diminue avec l'acroissement du débit dû à l'augmentation du couple de torsion au niveau de l'arbre.

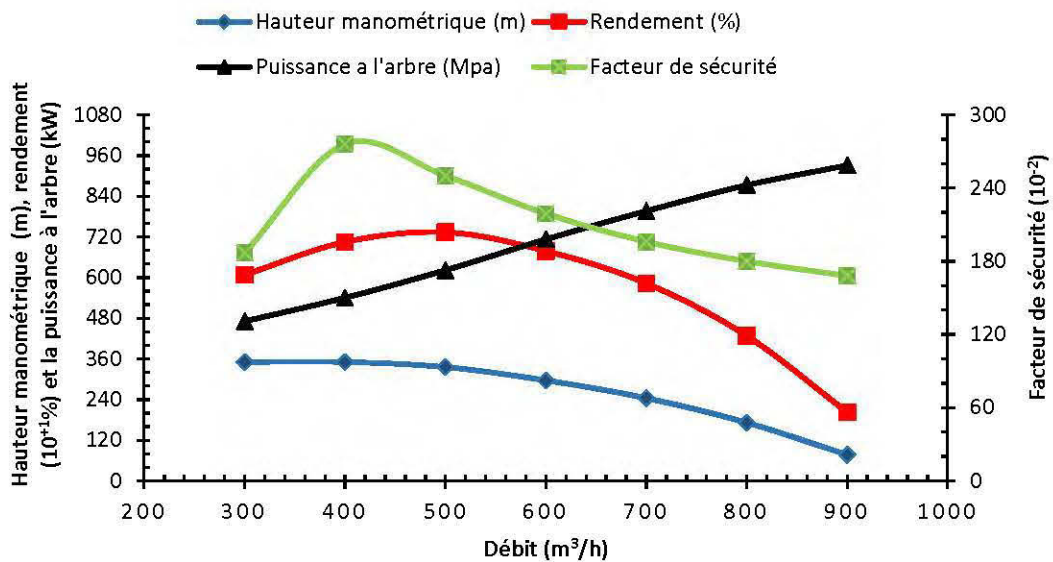
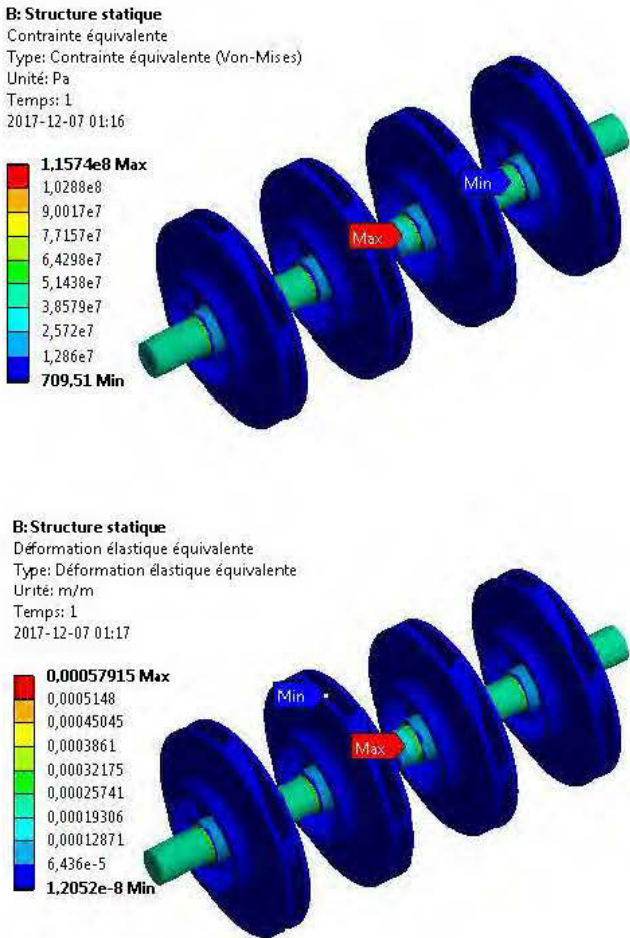


Figure 10.56: Facteur de sécurité et performances de la pompe en fonction du débit

Par ailleurs, la figure 10.57 indique les contours de contraintes, de déformations et de facteurs de sécurité pour la pompe centrifuge à 4 étages sur l'arbre pour un débit de 500 m³/h. Comme pour le premier étage de la pompe, les contraintes et les déformations sont au milieu de l'arbre due aux forces radiales induites par l'écoulement du liquide qui s'exercent sur la pompe.



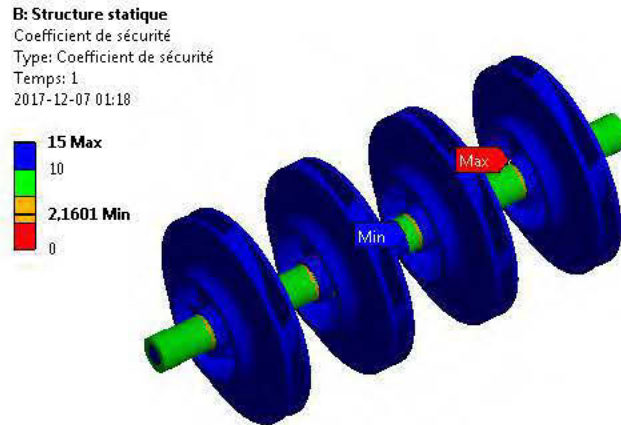


Figure 10.57: Contours de contraintes, de déformations et des facteurs de sécurité pour un débit de $500 \text{ m}^3/\text{h}$

10.2.8 Effet des amplitudes et des fréquences de vibration

Afin de déterminer les amplitudes et les fréquences de vibration, l'analyse modale et l'analyse de la réponse harmonique ont été réalisées. Les modes sont utilisés de manière simple et efficace pour décrire la fréquence de résonance. La pompe centrifuge multi-étage peut être faite pour vibrer avec mouvement soutenu, excessif et oscillatoire. Quand les propriétés élastiques et inertielles du matériau interagissent, il se produit alors la vibration de résonance, qui est la vibration qui cause des problèmes majeurs liés aux composantes de la pompe centrifuge multi-étage [39] .

Une meilleure compréhension des problèmes des vibrations structurelles est essentielle pour identifier et qualifier la problématique. Cela peut être accompli en spécifiant le paramètre du modèle de la pompe centrifuge multi-étage.

Pour effectuer une analyse modale, il faudrait passer par plusieurs étapes, entre autres :

- Concevoir le modèle solide de la pompe centrifuge multi-étage.
- Obtenir les solutions modales.
- Développer des modes et les fréquences naturelles.
- Évaluer les résultats.

Les 6 premières fréquences naturelles et les formes de mode du modèle pour un débit de 500 m³/h sont montrées à la figure 10.58 :

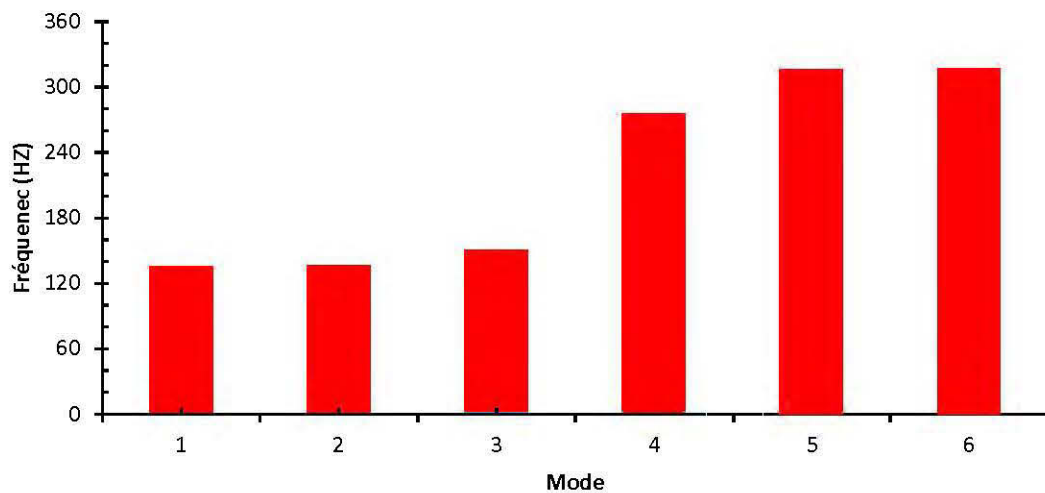


Figure 10.58: Valeurs des fréquences propres pour chaque mode de vibration

En outre, les contours de déplacements des 6 modes propres pour un débit de 500 m³/h sont présentés aux figures 10.59, 10.60, 10.61, 10.62, 10.63 et 10.64. Les fréquences naturelles correspondent à un déplacement total pour chaque mode de vibration. Les déplacements croissent avec l'augmentation des fréquences naturelles de vibrations dû aux forces radiales et au couple de torsion subi par l'arbre en rotation.



Figure 10.59: Déplacement total de l'arbre à 135.05 Hz au mode 1

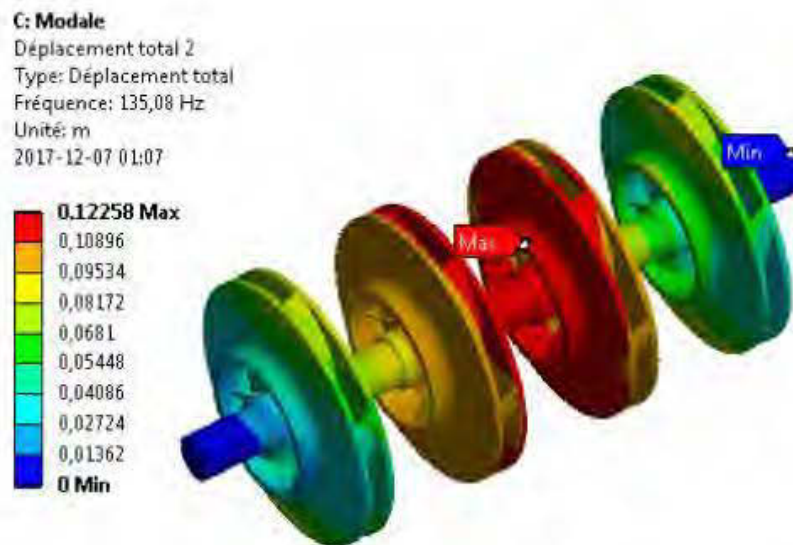


Figure 10.60: Déplacement total de l'arbre à 135.08 Hz au mode 2

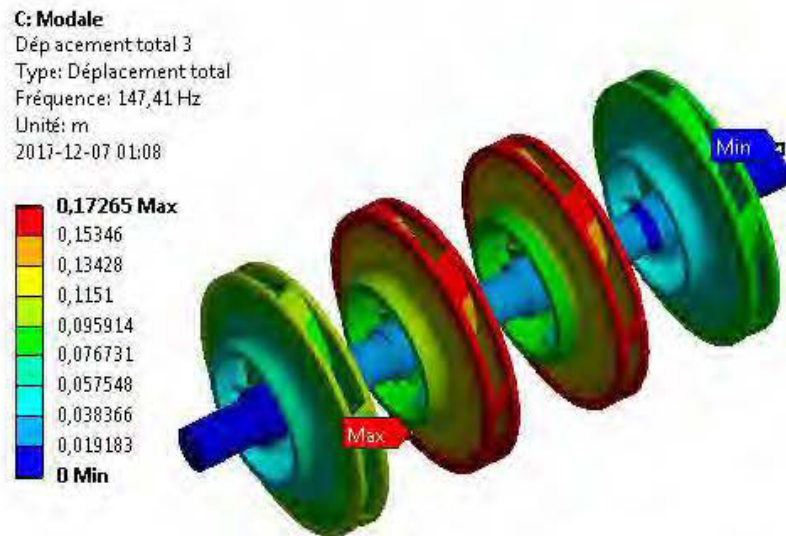


Figure 10.61: Déplacement total de l'arbre à 147.41 Hz au mode 3

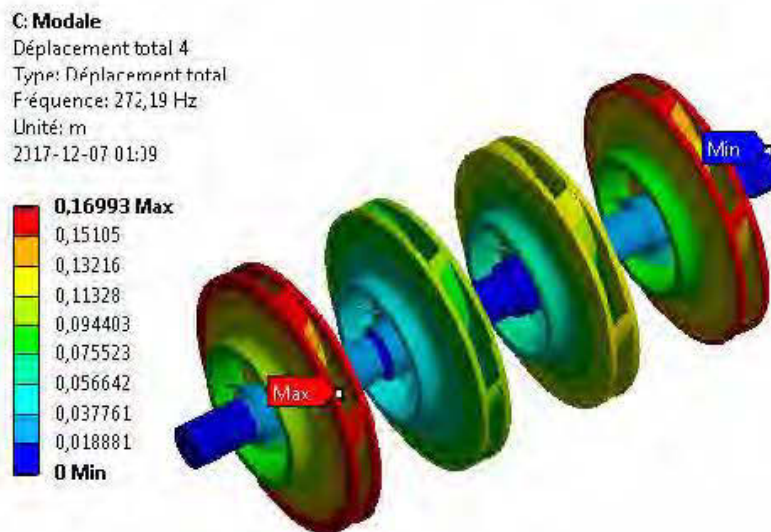


Figure 10.62: Déplacement total de l'arbre à 272.19 Hz au mode 4

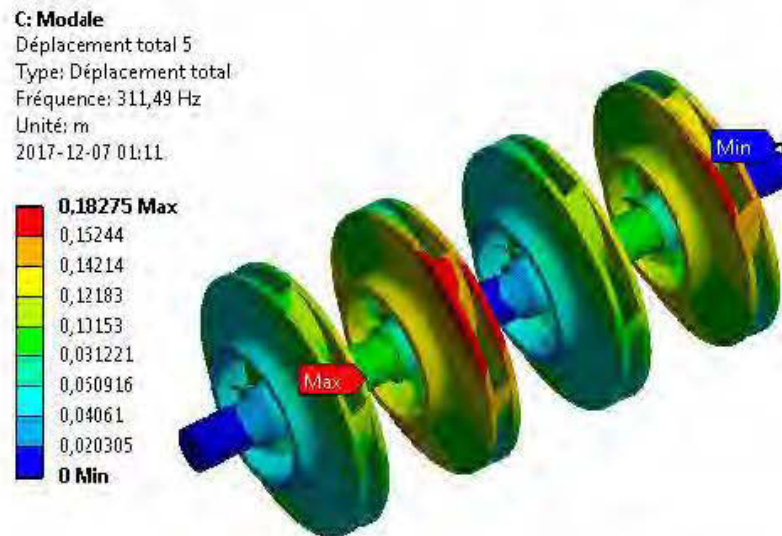


Figure 10.63: Déplacement total de l'arbre à 310.75 Hz au mode 5

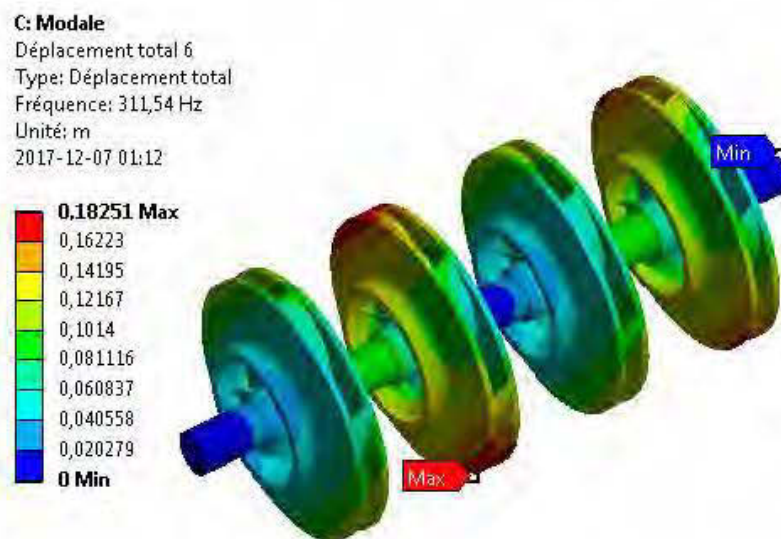


Figure 10.64: Déplacement total de l'arbre à 310.78 Hz au mode 6

Les résultats de l'analyse modale ont révélé que la fréquence naturelle de la configuration choisie s'amplifie au fur et à mesure que le nombre de modes augmente. Elle tend à fluctuer vigoureusement avec l'intensification des fréquences [39-41].

Comme la fréquence des vibrations tend à croître, la déformation de l'arbre devient plus grande aussi. Ceci a un impact négatif sur le comportement de la pompe. Les fréquences et les amplitudes des vibrations deviennent plus grandes avec l'augmentation des contraintes et des déformations. Ce qui donne lieu à un moment de flexion élevé s'exerçant au niveau des paliers de l'arbre.

Le surdimensionnement des paliers de l'arbre est parfois utilisé dans l'industrie. Cette pratique a essentiellement pour but la sécurité afin d'éviter les défaillances qui peuvent engendrer un dysfonctionnement de la pompe centrifuge multi-étage.

L'analyse des fréquences propres et des modes propres de la pompe a permis d'éclaircir davantage le comportement de l'arbre vis-à-vis des contraintes et des déformations. Cette analyse complète la caractérisation de la pompe en prenant en considération les vibrations, pour une meilleure conception des pompes centrifuges multi-étages. Les amplitudes des contraintes, des déformations et des déplacements en fonction de la fréquence de vibration de la pompe centrifuge à 4 étages ont été calculées. Les réponses harmoniques de ses amplitudes sont présentées comme suit :

A. Réponses harmoniques sous l'effet des amplitudes des contraintes

La pompe centrifuge à 4 étages composée de l'arbre et des impulseurs vibre à des fréquences différentes. La plage des fréquences choisie est fonction des modes propres de vibration effectuée à des débits différents de fonctionnement de la pompe centrifuge multi-étage : 400 m³/h, 600 m³/h et 800 m³/h.

La Figure 10.65 décrit la réponse à la fréquence naturelle de vibration due à l'amplitude de la contrainte. L'allure du graphe montre un pic de résonance à une fréquence de 160 Hz correspondant à une contrainte de 0.243 MPa pour le débit de 400 m³/h. Pour les débits de 600 m³/h et 800 m³/h, les amplitudes des contraintes sont respectivement

0.329 MPa et 0.404 MPa pour une fréquence de résonance de 160 Hz. D'après ces résultats, l'amplitude des résonances augmente avec l'acroissement du débit due au couple de torsion élevé pour les grands débits de refoulement. La fréquence de 160 Hz correspond à la plage de fréquence la plus critique pour la rotation de l'arbre synonyme de résonance, de grande vibration de la pompe centrifuge multi-étage, et de ce fait, une plus grande vulnérabilité à la rupture du système.

En outre, la figure 10.66 montre l'angle de phase en fonction de la fréquence naturelle de vibration. L'allure observée correspond parfaitement aux résultats obtenus dans la littérature [39, 41]. L'angle de phase de l'arbre change de degré au point de résonance.

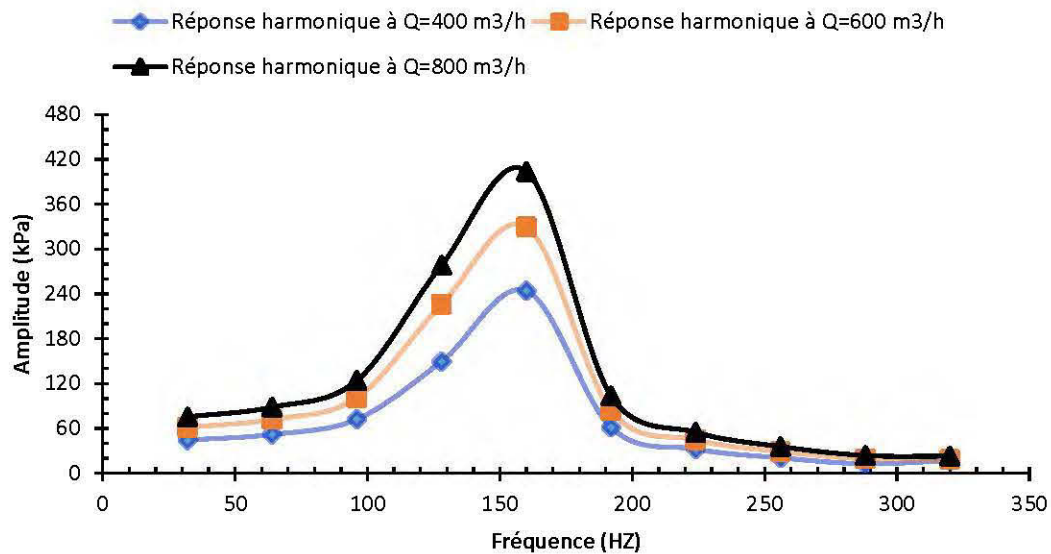


Figure 10.65: Amplitude de la contrainte en fonction de la fréquence naturelle

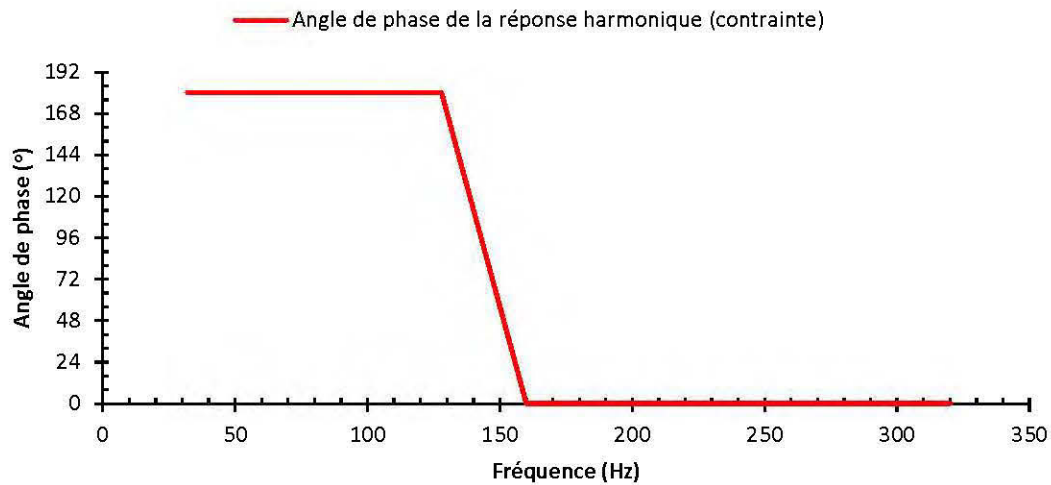


Figure 10.66: Angle de phase de la contrainte en fonction de la fréquence naturelle

B. Réponses harmoniques sous l'effet des amplitudes de déformation

La figure 10.67 montre la réponse harmonique de l'amplitude de déformation en fonction de la fréquence naturelle des vibrations. Les allures des courbes décrivent une fréquence de vibration maximale à 128 Hz, correspondant respectivement aux déformations suivantes : $2.288 \cdot 10^{-7}$ m/m, $1.933 \cdot 10^{-7}$ m/m et $3.198 \cdot 10^{-7}$ m/m pour les débits de 800 m³/h, 600 m³/h et 400 m³/h. L'amplitude de la déformation décroît avec l'augmentation du débit due aux forces radiales importantes qui s'exercent sur les impulseurs et l'arbre. Les déformations dans l'arbre de la pompe centrifuge multi-étage sont dues à la rotation et au déséquilibre de l'impulseur au fonctionnement.

En outre, la figure 10.68 présente l'angle de phase en fonction de la fréquence naturelle de vibration. Le changement de l'angle de phase est 0° degré avant la fréquence de résonance et change brusquement à partir de 128 Hz et se stabilise pour une valeur de 180°.

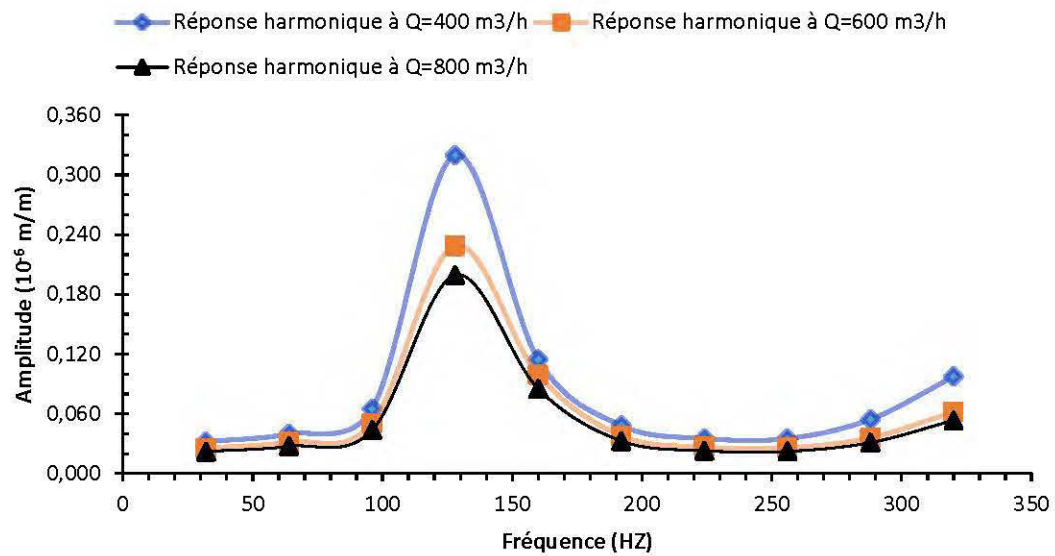


Figure 10.67: Amplitude de la déformation en fonction de la fréquence naturelle

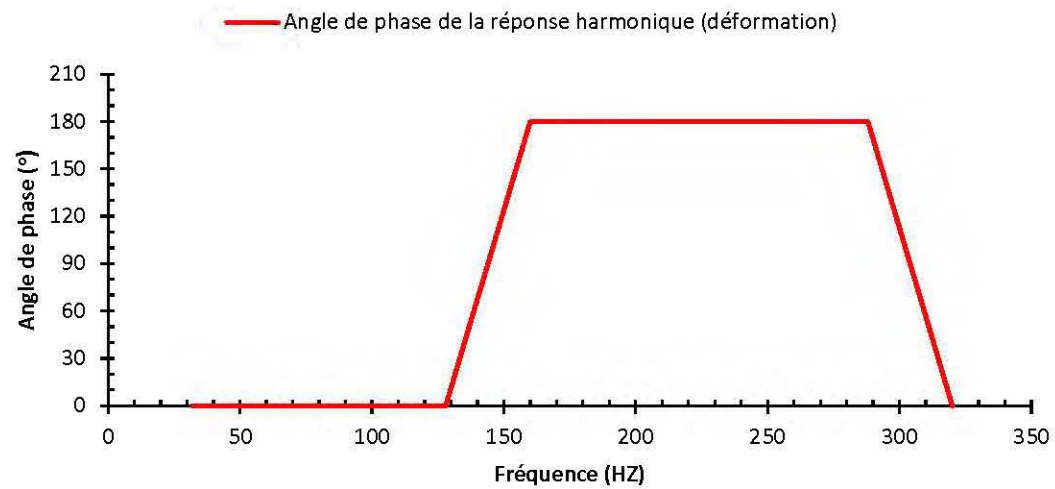


Figure 10.68: Angle de phase de la déformation en fonction de la fréquence naturelle

C. Réponses harmoniques sous l'effet des amplitudes de déplacement

La figure 10.69 indique l'amplitude de déplacement en fonction de la fréquence naturelle de vibration. Les allures des courbes présentent le même comportement observé pour les contraintes. La fréquence de résonance est de 160 Hz pour des déplacements de $4.06 \cdot 10^{-6}$ m, $5.35 \cdot 10^{-6}$ m et $6.55 \cdot 10^{-6}$ m correspondant respectivement aux débits de $400 \text{ m}^3/\text{h}$, $600 \text{ m}^3/\text{h}$ et $800 \text{ m}^3/\text{h}$. Les déplacements sont élevés avec une augmentation du débit de refoulement dus essentiellement aux fortes poussées radiales et couple de torsion qui s'exercent sur l'arbre. Ce constat mène à un dimensionnement plus rigoureux de l'arbre et des paliers pour des pompes centrifuges multi-étages, notamment pour un pompage avec des grandes pressions et puissances. Entre outre, la figure 10.70 reflète le changement de l'angle de phase à la fréquence de résonance à 160 Hz.

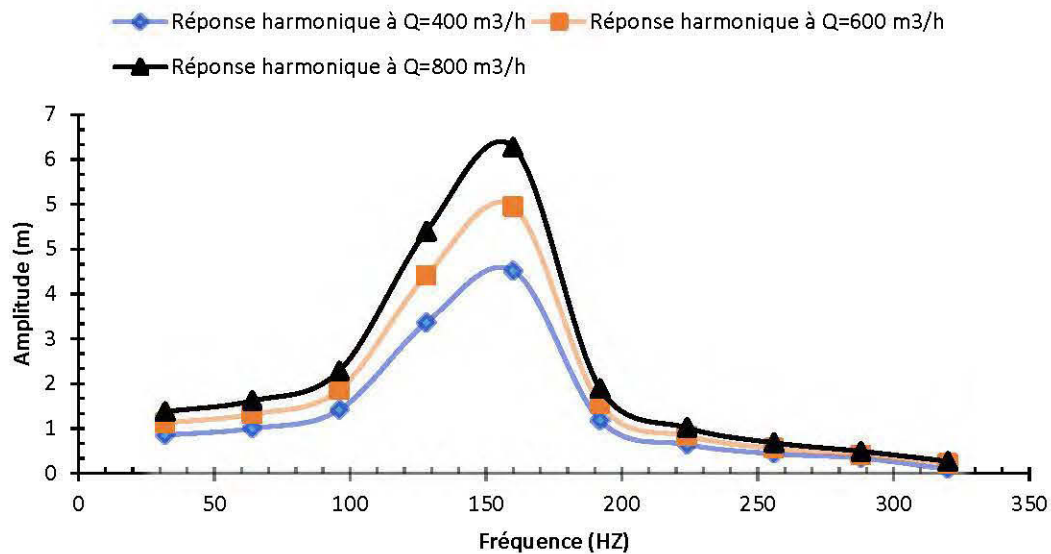


Figure 10.69: Amplitude de déplacement en fonction de la fréquence naturelle

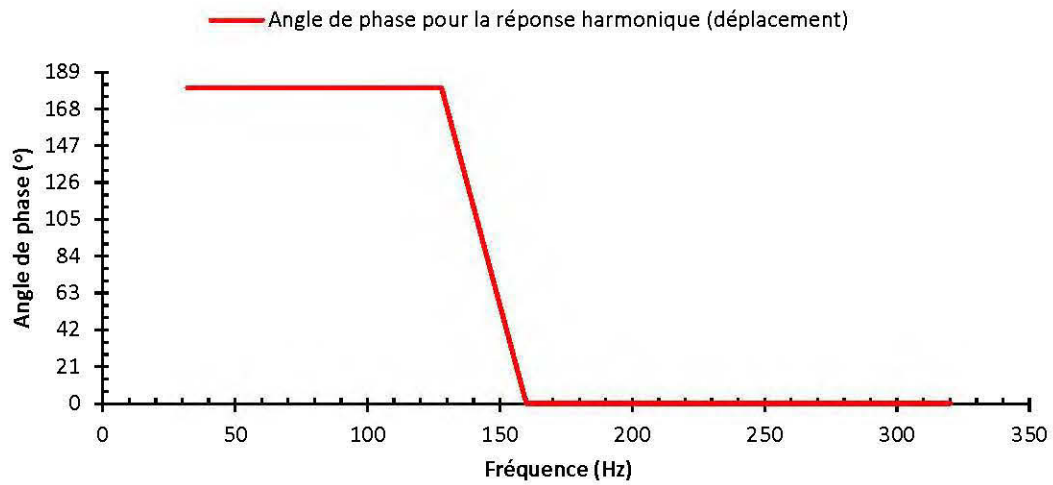


Figure 10.70: Angle de phase de déplacement en fonction de la fréquence naturelle

De plus, la validation des résultats des fréquences naturelles et des modes propres est faite en comparant les résultats obtenus à partir des simulations numériques avec les résultats existant dans la littérature [39, 42, 43]. Les tendances des courbes observées dans le cas actuel d'étude sont similaires aux tendances des résultats obtenus dans la littérature.

CHAPITRE 11

COMPARAISON DES RÉSULTATS

La validation des résultats de l'étude est faite sur trois volets. En premier lieu, les résultats de la hauteur manométrique, la puissance à l'arbre et le rendement de la pompe sont comparés avec les résultats du modèle de référence. En second lieu, les résultats des vibrations obtenus des simulations numériques sont comparés avec les résultats des contraintes et des déformations en utilisant les formules classiques. Finalement, en troisième lieu, les résultats des fréquences et des modes propres ont été comparés avec les résultats existant dans la littérature.

11.1 Comparaison des résultats de la hauteur manométrique, de la puissance à l'arbre et du rendement de la pompe centrifuge multi-étage

Les résultats de la hauteur manométrique, de la puissance à l'arbre et du rendement des cas d'études (effet de la hauteur des aubes à la sortie de l'impulseur, effet de la variation de la vitesse de rotation, l'effet du diffuseur sur le dernier étage de la pompe, effet des aubes de retour dans un étage de pompe et effet du nombre d'étages de la pompe centrifuge multi-étage à grande capacité) ont été comparés avec le modèle de référence existant [1]. Les paramètres de l'impulseur sont identiques pour les deux différentes pompes centrifuges multi-étages sauf pour le diffuseur. Les figures 11.1, 11.2 et 11.3 montrent respectivement les tendances de la hauteur manométrique, la puissance à l'arbre et le rendement de la pompe de l'étude actuelle et le modèle de référence pour un étage de pompe.

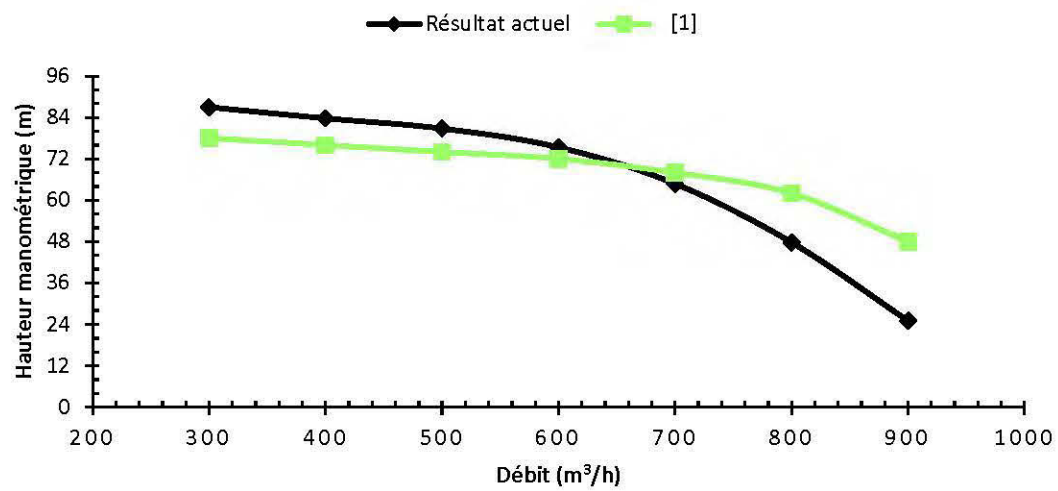


Figure 11.1: Hauteur manométrique en fonction du débit

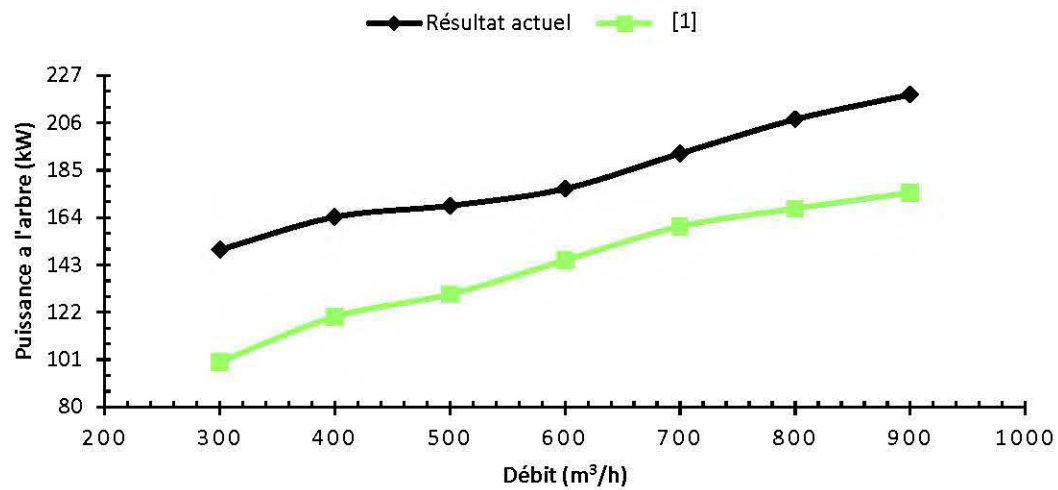


Figure 11.2: Puissance à l'arbre en fonction du débit

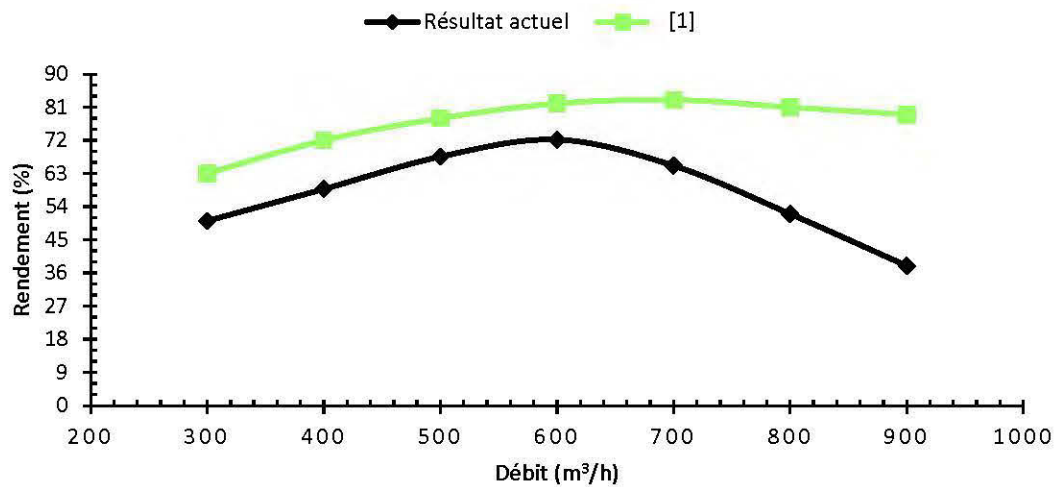


Figure 11.3: Rendement en fonction du débit

11.2 Validation des résultats des contraintes et des déformations

Les résultats de simulations numériques des effets des contraintes, des déformations et des facteurs de sécurité de la pompe centrifuge multi-étage ont été comparés avec les résultats des contraintes, des déformations et des facteurs de sécurité en utilisant les formules classiques tels que représentées aux figures 11.4, 11.5 et 11.6. En confrontant les graphiques, les tendances des calculs classiques et numériques sont similaires. Les écarts entre les graphiques s'expliquent par la non prise en compte dans logiciel des pertes mécaniques et volumétriques possible dans une pompe centrifuge multi-étage ainsi que les différences notables sur les résultats des deux méthodes dues éventuellement aux hypothèses de calcul classique et numérique.

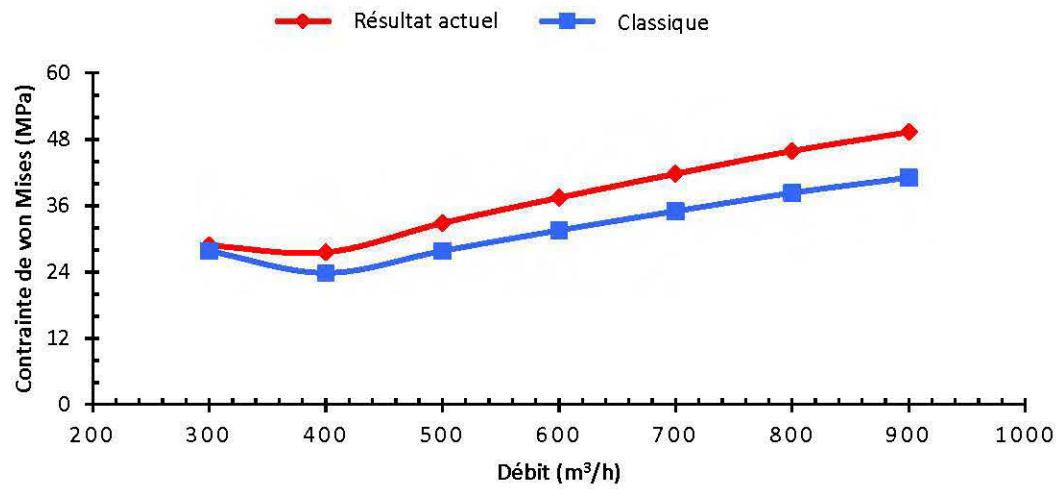


Figure 11.4: Contrainte de von Mises en fonction du débit

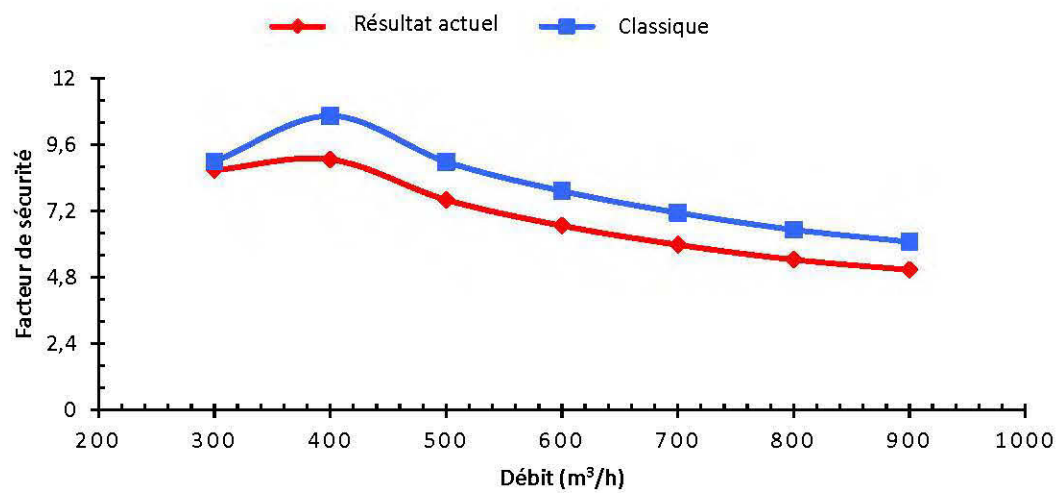


Figure 11.5: Facteur de sécurité en fonction du débit

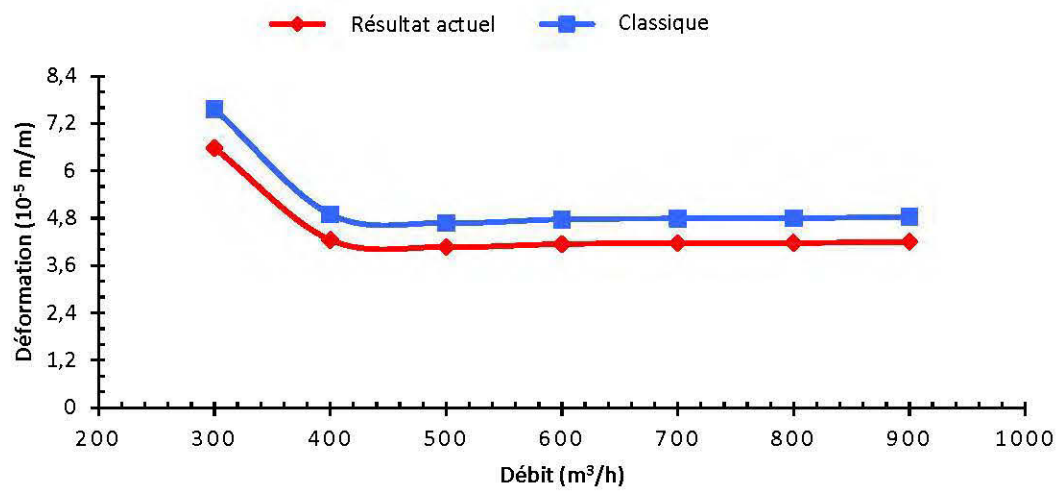


Figure 11.6: Déformation en fonction du débit

CHAPITRE 12

CONCLUSION ET PERSPECTIVES

La présente étude avait pour but de concevoir un nouveau type de diffuseur de la pompe centrifuge multi-étage et l'analyse des contraintes, des déformations et des vibrations avec 4 impulseurs, 4 diffuseur sur l'arbre de la pompe. L'étude statique d'un étage de la pompe centrifuge comporte le calcul des contraintes, des déformations sur l'arbre et l'analyse modale pour l'obtention des modes propres et des fréquences naturelles de vibrations. En premier lieu, un modèle fluide a été conçu et des simulations numériques effectuées. Les résultats des performances de la pompe centrifuge ont permis la comparaison avec le modèle de référence [1], en termes de hauteur manométrique, de puissance à l'arbre et de rendement. Les forces axiales, les forces radiales et les pressions internes de la pompe ont été déduites à partir des simulations numériques. En second lieu, un étage de la pompe centrifuge multi-étage a été conçu composé d'un arbre et d'un impulseur. Des simulations ont été réalisées avec les chargements suivants : forces radiales et axiales, moment de flexion et couple de torsion. L'analyse modale a été effectuée pour évaluer l'effet de l'amplitude et de la fréquence naturelle des vibrations sur la structure du modèle de la pompe centrifuge.

Afin de comparer les résultats numériques avec ceux du modèle de référence [1], les paramètres de diffuseur ont été variés afin d'obtenir de meilleurs rendements et une optimisation de ses facteurs. Cette comparaison a donné une meilleure hauteur manométrique sur le diffuseur actuel d'étude. Les résultats obtenus pour l'étude des contraintes, des déformations et des amplitudes et des fréquences vibratoires suivent les tendances existant dans la littérature et validées à partir de calculs analytiques. L'observation des contraintes et des déformations sur l'arbre conforte l'hypothèse des pressions et des forces obtenues à partir des simulations numériques.

Pour une comparaison plus objective des deux types de diffuseurs, 5 cas ont été évalués : la hauteur des aubes à la sortie de l'impulseur, la vitesse de rotation de l'impulseur, l'étage de la pompe centrifuge sans aube de retour du diffuseur, sans diffuseur au dernier étage, le nombre d'étages de la pompe centrifuge multi-étage à grande capacité ainsi que la corrélation entre les résultats de la hauteur manométrique, la puissance à l'arbre, le rendement et les résultats des contraintes, des déformations et des vibrations mécaniques. Les résultats obtenus sont cités ci-dessous :

- La hauteur des aubes à la sortie de l'impulseur influe sur la pression résultante lors de la rotation de l'impulseur. Pour les petits débits compris entre 300 m³/h et 500 m³/h, cette hauteur n'a pas d'impact sur le rendement général de la pompe. Contrairement aux grands débits entre 600 m³/h et 900 m³/h, un net écart se dégage, donc il est possible d'affirmer que l'utilisation d'une hauteur plus grande des aubes est avantageuse pour un apport plus conséquent du rendement de la pompe. Cependant, les contraintes et les déformations sont plus importantes pour une grande hauteur des aubes à la sortie de l'impulseur du fait du grand couple de torsion dû à une puissance à l'arbre très élevée.
- La variation de la vitesse de rotation de l'impulseur influence les paramètres de conception de la pompe centrifuge multi-étage et notamment la hauteur manométrique et un rendement plutôt stable entre les différentes vitesses de rotation, à savoir les vitesses de 1800 tr/min, 2900 tr/min et 3600 tr/min. La vitesse de rotation nécessite une puissance à l'arbre importante impactant ainsi sur la résistance de l'arbre. Il est préférable d'opter pour une vitesse de rotation réduite pour diminuer la puissance à l'arbre, et réduire par ce fait les poussées axiales et radiales induites.
- L'effet de l'absence de diffuseur au dernier étage de la pompe centrifuge multi-étage est moins important. Les tendances de la hauteur manométrique et du rendement obtenus démontrent qu'avant refoulement, les pressions sont conservées même en

l'absence du diffuseur. Les effets des contraintes et des déformations sont moins prononcés sur les pompes centrifuges multi-étages sans diffuseur au dernier étage.

- Les tendances des courbes pour une pompe centrifuge à plus d'un étage correspondent aux hypothèses attendues, soit une augmentation significative de la pression à chaque ajout d'étage. De plus, une augmentation de la puissance à l'arbre est observée pour le nombre d'étages ajoutés. Ainsi, le rendement de la pompe est similaire, peu importe le nombre d'étages installé.
- Les contraintes et les déformations dues aux forces et aux pressions sur l'arbre sont analysées dans cette étude. La corrélation entre les résultats de la hauteur manométrique, la puissance à l'arbre, du rendement ainsi que des contraintes et des déformations font ressortir les faits suivants : des contraintes minimales aux petits débits à 300 m³/h et 400 m³/h avec une hauteur et un rendement maximal pour une puissance à l'arbre réduite. D'autre part, l'intensité des contraintes et des déformations est forte aux grands débits à partir de 500 m³/h à 900 m³/h avec un rendement et une hauteur manométrique en baisse pour une puissance à l'arbre élevée. Cela est dû à l'importance de la puissance fournie par le moteur pour la rotation qui fait augmenter le couple de torsion et le moment de flexion de l'arbre.
- L'effet de l'amplitude et de la fréquence de vibration à 4 étages de la pompe centrifuge multi-étage est considérable. En effet, pour les petits débits d'écoulement, cette influence est minimale du fait des contraintes minimales et une puissance à l'arbre réduite. Avec l'augmentation du débit, l'influence de l'amplitude et de la fréquence de vibration est importante et elle s'exerce sur l'arbre d'où la nécessité d'un bon dimensionnement du diamètre des paliers de l'arbre pour une meilleure sécurité du dispositif au fonctionnement.

Par ailleurs des recommandations de recherches peuvent être formulées en relation avec cette étude dont :

- ✓ L'étude de l'effet de la cavitation sur le fonctionnement de la pompe centrifuge multi-étage. La méthode de détection de la cavitation sera utilisée en tenant compte des vibrations générées par la rotation des pompes multi-étages.
- ✓ L'étude des vibrations dans une pompe centrifuge multi-étage pour les liquides chargés. L'effet des particules solides sera étudié sur les performances de la pompe. Une tendance généralisée sera déduite sur les vibrations de la pompe centrifuge multi-étage en présence d'un liquide chargé en particule solide.
- ✓ La conception d'une pompe centrifuge multi-étage pour l'étude dynamique transitoire. Les équations transitoires dynamiques seront appliquées. Les résultats dégagés serviront à compléter l'étude paramétrique pour mieux concevoir la pompe centrifuge multi-étage.

RÉFÉRENCES

- [1] N. La Roche-Carrier, G. D. Ngoma et W. Ghie, "Numerical investigation of liquid flow in two-, three-and four-stage centrifugal pumps," dans *Simulation and Modeling Methodologies, Technologies and Applications (SIMULTECH), 2014 International Conference on*, 2014, pp. 92-99.
- [2] W. W. Peng, *Fundamentals of turbomachinery*: John Wiley & Sons, 2008.
- [3] K. Cheah, T. Lee, S. Winoto et Z. Zhao, "Numerical flow simulation in a centrifugal pump at design and off-design conditions," *International Journal of Rotating Machinery*, vol. 2007, 2007.
- [4] M. ShojaeeFard, F. Boyaghchi et M. Ehghaghi, "Experimental study and three-dimensional numerical flow simulation in a centrifugal pump when handling viscous fluids," *IUST International Journal of Engineering Science*, vol. 17, pp. 53-60, 2006.
- [5] C. B. Jacobsen et N. Pedersen, "Flow in a centrifugal pump impeller at design and off-design conditions—part II: large eddy simulations," 2003.
- [6] M. Djerroud, "Identification numérique des paramètres d'amélioration des performances d'une pompe centrifuge: roue, roue-volute et roue-diffuseur," Université du Québec en Abitibi-Témiscamingue, 2011.
- [7] H. Liu, Y. Wang, S. Yuan, M. Tan et K. Wang, "Effects of blade number on characteristics of centrifugal pumps," *Chinese journal of mechanical engineering*, vol. 23, pp. 742-747, 2010.
- [8] E. Bacharoudis, A. Filios, M. Mentzos et D. Margaris, "Parametric study of a centrifugal pump impeller by varying the outlet blade angle," *Open Mechanical Engineering Journal*, vol. 2, pp. 75-83, 2008.

- [9] S. Huang, M. F. Islam et P. Liu, "Numerical simulation of 3D turbulent flow through an entire stage in a multistage centrifugal pump," *International Journal of Computational Fluid Dynamics*, vol. 20, pp. 309-314, 2006.
- [10] M. Miyano, T. Kanemoto, D. Kawashima, A. Wada, T. Hara et K. Sakoda, "Return vane installed in multistage centrifugal pump," *International Journal of Fluid Machinery and Systems*, vol. 1, pp. 57-63, 2008.
- [11] A. Agostinelli, D. Nobles et C. Mockridge, "An experimental investigation of radial thrust in centrifugal pumps," *Journal of Engineering for Power*, vol. 82, pp. 120-125, 1960.
- [12] G. Csanady, "Radial forces in a pump impeller caused by a volute casing," *ASME Journal of Engineering for Power*, vol. 84, pp. 337-340, 1962.
- [13] H. Iversen, R. Rolling et J. Carlson, "Volute pressure distribution, radial force on the impeller, and volute mixing losses of a radial flow centrifugal pump," *Journal of Engineering for Power*, vol. 82, pp. 136-143, 1960.
- [14] F. Ehrich et D. Childs, "Self-excited vibration in high-performance turbomachinery," 1984.
- [15] R. C. Dean et Y. Senoo, "Rotating wakes in vaneless diffusers," *Journal of Basic Engineering*, vol. 82, pp. 563-570, 1960.
- [16] D. Eckardt, "Instantaneous measurements in the jet-wake discharge flow of a centrifugal compressor impeller," *ASME J. Eng. Power*, vol. 97, pp. 337-346, 1975.
- [17] D. Eckardt, "Detailed flow investigations within a high-speed centrifugal compressor impeller," *Journal of Fluids Engineering*, vol. 98, pp. 390-402, 1976.
- [18] R. D. Flack, S. M. Miner et R. J. Beaudoin, "Turbulence measurements in a centrifugal pump with a synchronously orbiting impeller," *Journal of turbomachinery*, vol. 114, pp. 350-358, 1992.

- [19] D. Adkins et C. Brennen, "Analyses of hydrodynamic radial forces on centrifugal pump impellers," *ASME, Transactions, Journal of Fluids Engineering*, vol. 110, pp. 20-28, 1988.
- [20] R. Dong, S. Chu et J. Katz, "Effect of modification to tongue and impeller geometry on unsteady flow, pressure fluctuations and noise in a centrifugal pump," dans *ASME 1995 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition*, 1995, pp. V001T01A005-V001T01A005.
- [21] H. M. Badr et W. H. Ahmed, *Pumping machinery theory and practice*: John Wiley & Sons, 2015.
- [22] W.-G. Li, "Influence of the number of impeller blades on the performance of centrifugal oil pumps," *World Pumps*, pp. 32-5, 2002.
- [23] M. S. Fard et F. Boyaghchi, "Studies on the Influence of Various Blade Outlet Angles in," *American Journal of Applied Sciences*, vol. 4, pp. 718-724, 2007.
- [24] M. Asuaje, F. Bakir, S. Kouidri, F. Kenyery et R. Rey, "Numerical modelization of the flow in centrifugal pump: volute influence in velocity and pressure fields," *International journal of rotating machinery*, vol. 2005, pp. 244-255, 2005.
- [25] A. Bazergui, *Résistance des matériaux*: Presses inter Polytechnique, 2002.
- [26] M. Dupeux, *Aide-mémoire de science des matériaux-3e éd*: Dunod, 2013.
- [27] S. A. Ambartsumian, *Theory of anisotropic plates: strength, stability, vibration*: Technomic Publishing Company, 1970.
- [28] J. M. Vance, F. Y. Zeidan et B. Murphy, *Machinery vibration and rotordynamics*: John Wiley & Sons, 2010.
- [29] J. I. Taylor, *The vibration analysis handbook*: Vibration Consultants, 1994.
- [30] T. F. Cootes, C. J. Taylor, D. H. Cooper et J. Graham, "Active shape models-their training and application," *Computer vision and image understanding*, vol. 61, pp. 38-59, 1995.
- [31] S. G. Kelly, "Fundamentals of mechanical vibrations," 1992.

- [32] A. Wilk, "Laboratory investigations and theoretical analysis of axial thrust problem in high rotational speed pumps," *WSEAS Trans. Fluid Mech*, vol. 4, pp. 1-13, 2009.
- [33] D. Florjancic et B. Sirok, "Hydraulic axial thrust in multistage pumps—origins and solutions," 2002.
- [34] K. Rajdev, "PRESSURE AND STRESS DISTRIBUTION ANALYSIS OF CENTRIFUGAL PUMP," THAPAR UNIVERSITY PATIALA, 2008.
- [35] J. P. Padet et P. Germain, *Fluides en écoulement: méthodes et modèles*: Masson Paris., 1991.
- [36] M. PLUVIOSE, "Similitude des turbomachines hydrauliques," *Techniques de l'ingénieur. Génie mécanique*, 2004.
- [37] M. Gölcü et Y. Pancar, "Investigation of performance characteristics in a pump impeller with low blade discharge angle," *World Pumps*, vol. 2005, pp. 32-40, 2005.
- [38] J. González, J. Parrondo, C. Santolaria et E. Blanco, "Steady and unsteady radial forces for a centrifugal pump with impeller to tongue gap variation," *Journal of Fluids Engineering*, vol. 128, pp. 454-462, 2006.
- [39] R. Fegade, V. Patel, R. Nehete et B. Bhandarkar, "Unbalanced response of rotor using ansys parametric design for different bearings," *International Journal of Engineering Sciences & Emerging Technologies*, vol. 7, pp. 506-515, 2014.
- [40] Z.-F. Fu et J. He, *Modal analysis*: Butterworth-Heinemann, 2001.
- [41] N. A.Y, T. V.G et W. H.S, *Modal Analysis of Vertical Turbine Pump* vol. 2, 2015.
- [42] K. E. Atkins, J. D. Tison et J. Wachel, "Critical Speed Analysis of an Eight-Stage Centrifugal Pump," dans *Proceedings of the 2nd International Pump Symposium*, 1985.

- [43] H. Nelson et J. McVaugh, "The dynamics of rotor-bearing systems using finite elements," *Journal of Engineering for Industry*, vol. 98, pp. 593-600, 1976.